Índice **Página**

1 – Introdução

O vapor de água é muito utilizado em diversos segmentos industriais e sua abrangência é muito significativa na área industrial.

Existem segmentos em que a utilização de vapor é intensiva. Listamos abaixo alguns destes segmentos que utilizam vapor em seus processos industriais:

- Alimentícia
    - Laticínios;
    - Açúcar;
    - Balas;
    - Tomate;
    - Café solúvel;
    - Carnes;
    - Cerveja;
    - Chocolate;
    - Soja;
    - Milho;
    - Sucos.
- Automóveis e Autopeças
- Álcool
- Biodiesel
- Borracha e Pneus
- Celulose, Papel e Papelão
- Cigarro
- Couro
- Farmacêutico e Vacinas
- Farinhas
- Têxtil
- Rações
- Siderurgia
- Madeira
- Metalurgia
    - Alumínio
    - Carbonato de Cálcio
    - Cobre
    - Grafite
    - Nióbio
    - Níquel
    - Zinco
- Químicas
- Petroquímica – Refinarias de Petróleo
- Termelétricas.

A Resource Dynamics Corporation realizou nos USA um levantamento que no ano de 1994 no segmento de celulose e papel, a energia para gerar vapor representou 83% de toda a energia consumida por estas empresas. No segmento químico foram 57% e nas refinarias de petróleo 42%.

A eficiência energética em sistemas de vapor tem como objetivo principal a redução dos custos com uma maior produtividade nas indústrias. Ou seja, necessita-se da maior produção possível com o menor consumo de combustíveis.

O sistema de vapor é constituído de 4 áreas:

a) Geração: O vapor é produzido em caldeiras;
b) Distribuição: Ocorre em tubulações da geração até os pontos de consumo;
c) Utilização: Diversos tipos de equipamentos utilizam vapor para a troca térmica ou realização de trabalho;
d) Retorno do condensado: A água condensada retorna para a alimentação nas caldeiras.

Abaixo um exemplo de sistema de vapor.

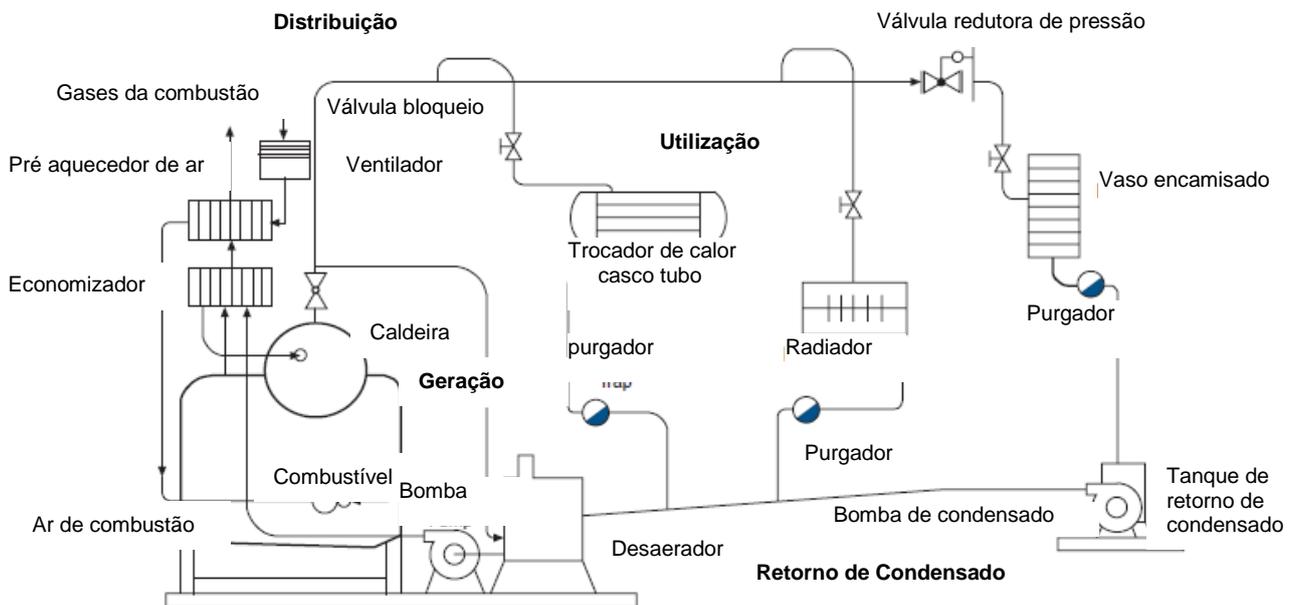



Figura 1-1 – Sistema de vapor típico

Nas caldeiras é realizada a queima de combustíveis para a produção de vapor. O valor da aquisição destes combustíveis é um dos maiores custos das indústrias de produção intensiva de vapor.

A eficiência energética em sistemas de vapor tem como objetivo principal a redução destes custos com a otimização do consumo e redução das perdas do sistema.

Esta obra tem como objetivo apresentar ao estudante de engenharia os itens e algumas ferramentas de eficiência energética em sistemas de vapor, sendo também, para os engenheiros das CICE (Comissões Internas de Conservação de Energia) um manual prático com itens a serem verificados nos sistemas de vapor visando a implantação de projetos de eficiência em sistemas de vapor.

Ressalta-se que a norma ISO 50001 busca uma melhoria continua em todos os sistemas de utilização de energia e que a sua implantação buscará as oportunidades de implantação de projetos de eficiência energética inclusive nos sistemas de vapor.

2 – CONCEITOS BÁSICOS E TERMINOLOGIA

Aborda-se a seguir conceitos básicos que são essenciais para a perfeita compreensão dos temas abordados a seguir.

2.1) VAPOR

O vapor é a água em mudança de fase para o estado gasoso.

$$\textbf{Vapor = Água + Energia} \qquad (1)$$

Existem diversas vantagens de se utilizar o vapor em sistemas de aquecimento e para a realização de trabalho mecânico. Destaca-se a seguir as principais:

- Facilidade da disponibilidade de água, sendo que se deve ter o devido tratamento químico para que a mesma tenha características apropriadas para a utilização em caldeiras;

- A água tem todas as características bem definidas como será mostrado a seguir;

- Grande capacidade de transporte de energia por unidade de massa;

- Fácil de transportar;

- Custo compatível;

- Não é tóxico;

- Pode-se reaproveitar a água condensada (condensado) novamente na caldeira.

O vapor pode ser Saturado ou Superaquecido.

Vapor saturado é aquele que possui a uma dada pressão uma temperatura definida, chamada também de temperatura de saturação. Sua aplicação é para sistemas onde se necessita de aquecer outra substância, ou seja, realizar troca térmica.

A temperatura de saturação é aquela onde ocorre a vaporização a uma dada pressão, e esta pressão é chamada de pressão de saturação para a dada temperatura.

Vapor superaquecido é aquele que tem temperatura acima da de saturação. Pelo fato de não possuir umidade, é utilizado para transformar energia térmica em mecânica, aplicado em turbinas a vapor para girar um gerador de energia elétrica, por exemplo.

2.2) PRESSÃO

A pressão é utilizada quando se abordam líquidos e gases, já que para sólidos se utiliza o termo tensão.

Pressão é a razão da força em uma área. É certamente uma das principais propriedades do vapor e é chamada de pressão estática. Como será visto a seguir, com a pressão de vapor saturado, têm-se todas as demais propriedades.

$$P = F/A \quad (2)$$

Em que:
P é a pressão;
F é a força;
A é a área.

As suas principais Unidades são:

$$1\ kgf/cm^2 = 14{,}22\ psi\ (libra/pol^2) = 0{,}98\ bar$$

$$100\ kPa = 1\ bar$$

Tipos:

Atmosférica – Pressão da camada de ar atmosférica. Esta é influenciada pela altitude. Consideraremos a mesma igual a 1,0 kgf/cm^2.

Manométrica ou Relativa – É a pressão estática que lemos nos Manômetros. Estaremos utilizando esta pressão nos exemplos citados neste curso.

Absoluta – É a soma das pressões atmosférica e manométrica.

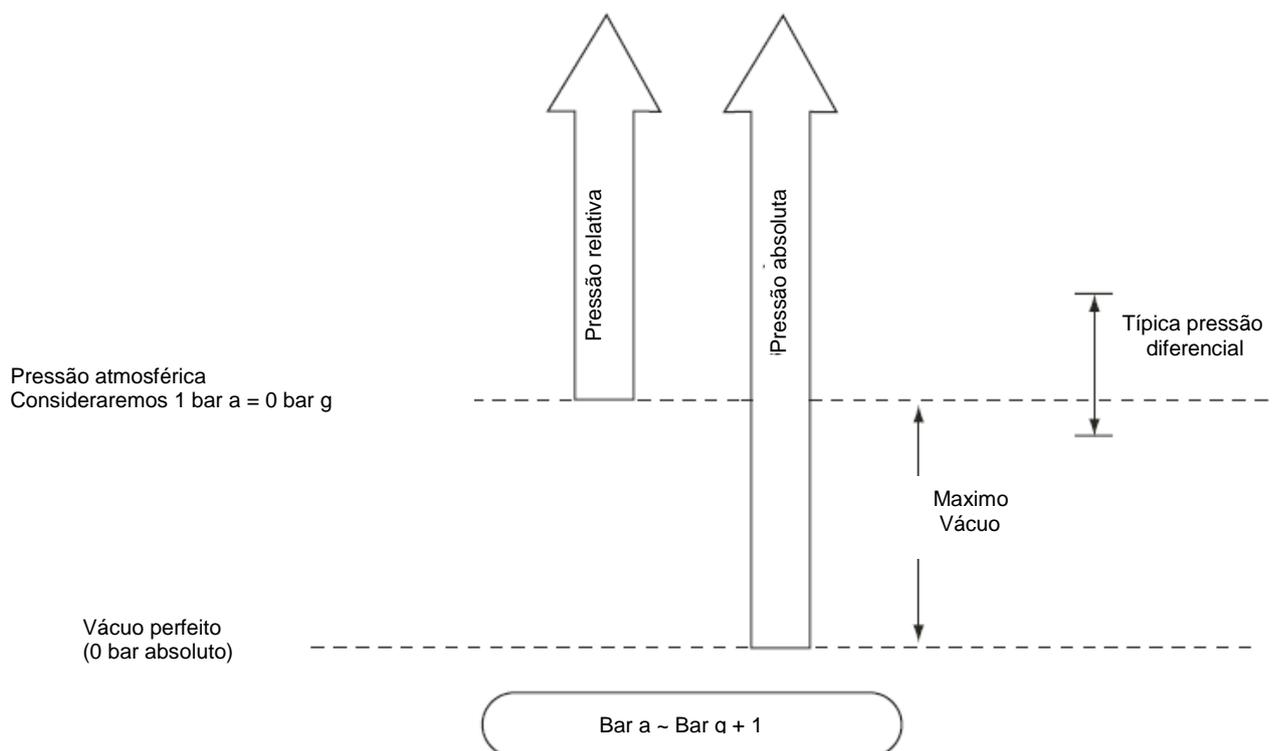



Figura 2-1 Pressão absoluta x Pressão relativa

Com um fluido em movimento passa a se ter a influencia do atrito do escoamento em uma tubulação. Isto provoca uma redução na pressão estática e é chamada de Perda de Carga. Este aspecto será abordado no dimensionamento das tubulações de vapor no capitulo 4.

2.2.1) Lei de Pascal

A Lei de Pascal menciona o seguinte:

"Em um Sistema fechado, a pressão exercida por um fluido é a mesma em todos os pontos". Ou seja, o vapor em um sistema apresenta uma pressão definida. A Figura 2-2 mostra uma representação da pressão agindo em todos os pontos de um sistema.

Porém, como já mencionado, a mediada que ocorra escoamento haverá uma perda de carga, que faz como que a pressão estática se reduza.

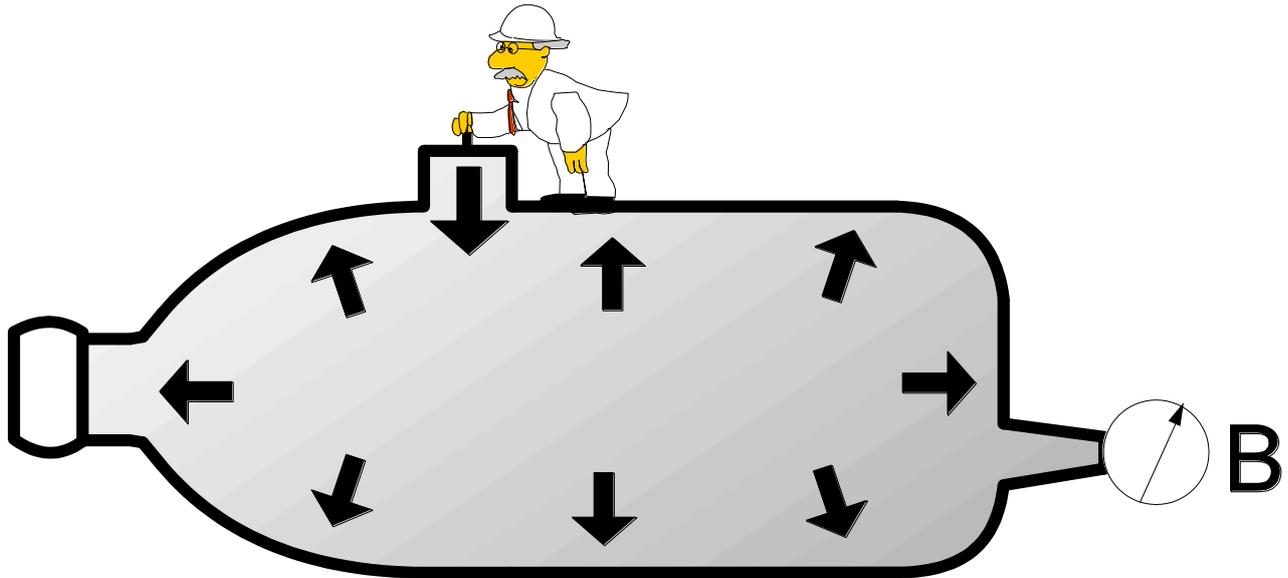



Figura 2-2 Pressão agindo em todos os pontos

Um fator muito importante a ressaltar é que, diversos equipamentos têm limitações de pressão. Estes limites devem ser rigorosamente seguidos. Caso haja qualquer aumento da pressão acima de limites, os danos podem ser altos. Deve-se ter especial atenção a PMTA (Pressão Máxima de Trabalho Admissível) que se encontram definidas nas plaquetas das caldeiras e vasos de pressão (conforme NR13 itens 13.1.3, 13.1.5 e 13.6.3).

2.2.2) Dispositivos mecânicos e eletrônicos de medição de pressão

Os manômetros mais utilizados são os que utilizam o principio do *Tubo de Bourdon.* O mesmo é um tubo oco curvo que se movimenta com uma determinada pressão. Este movimento é convertido por um mecanismo mecânico e varia a indicação por um ponteiro em um mostrador. Na Figura 2-3 mostra-se um exemplo de manômetro.

Com isto se tem a pressão manométrica, sendo que quando o ponteiro de encontra no zero tem-se a pressão atmosférica local.

Figura 2-3 Manômetro com mostrador transparente mostrando o Tubo Bourdon

Em diversas aplicações necessita-se de um dispositivo que realize a conversão de um sinal de pressão em um sinal elétrico. Para automação de processos e sistemas de controle os transdutores de pressão são utilizados.

Na Figura 2-4 pode-se verificar o seu principio de funcionamento. Um módulo eletrônico está conectado a 2 diafragmas, respectivamente de um lado na pressão do processo e de outro na pressão atmosférica. A uma variação de pressão acima da atmosférica o módulo eletrônico envia um sinal proporcional para a saída.

Importante manter tanto os manômetros como os transmissores de pressão calibrados em períodos pré-definidos. A norma ISO NBR 17025 recomenda que o prazo máximo para a calibração seja de 1,0 ano.

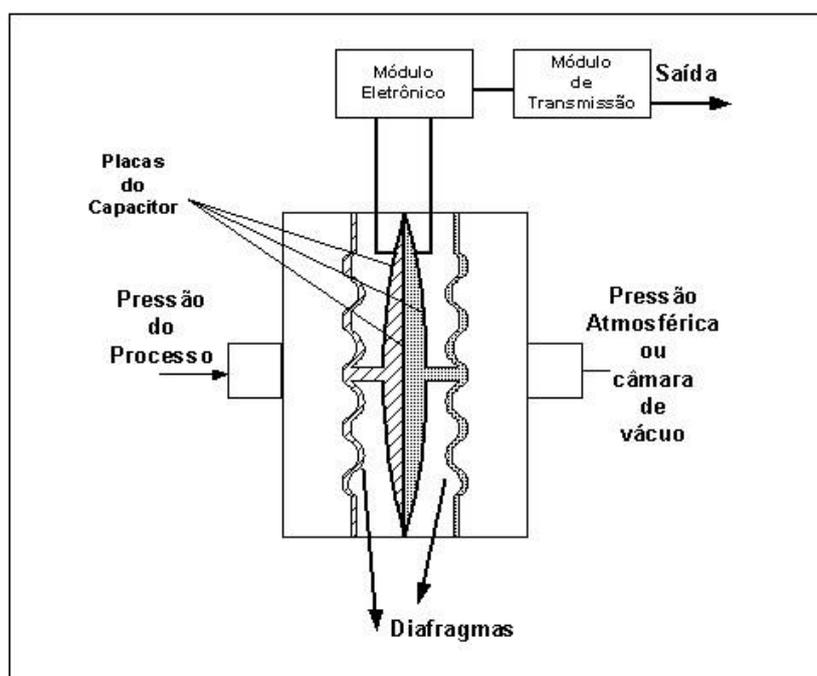



Figura 2-4 Esquema de funcionamento de um transdutor de pressão

2.3) TEMPERATURA

Temperatura é o grau de agitação das moléculas de um corpo. Porém, devido a esta definição ser um tanto vaga, se define que dois corpos estão a mesma temperatura quando estão em “Equilíbrio Térmico”.

A energia ou calor flui de uma temperatura mais alta para uma temperatura mais baixa. Daí, a sensação térmica que sentimos de com altas e baixas temperaturas ambientes. O nosso corpo cede calor para o ambiente, nas temperaturas mais baixas; e em altas temperaturas recebe calor (o corpo regula a nossa temperatura com a transpiração).

Criaram-se as escalas de temperatura, sendo que a mais utilizada é a Celsius. A temperatura de 0 grau Celsius é a da fusão da água (gelo) e para 100 graus Celsius é a da vaporização da água (vapor) ao nível do mar. Temos ainda a Fahrenheit (F) e a Kelvin (K). A relação entre estas é a seguinte:

$$C = K - 273 = \frac{5(F - 32)}{9} \qquad (3)$$

Em que:
C é o Celsius;
K é o Kelvin;
F é o Fahrenheit.

No caso do vapor saturado existe uma relação direta entre a pressão e a temperatura. Ou seja, quanto maior a pressão maior será a temperatura do vapor. Caso haja queda na pressão (por vazamento, por exemplo) a temperatura também reduz seu valor.

Como mencionado anteriormente, é dado o nome de temperatura de saturação, a temperatura do vapor saturado a uma dada pressão.

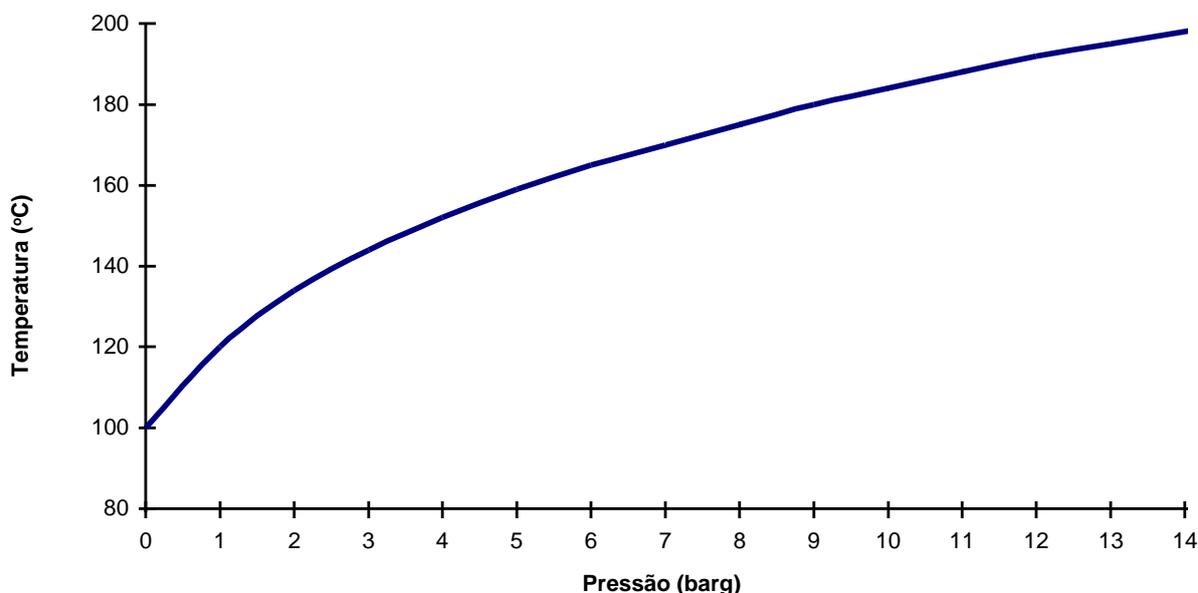



Figura 2-5 Gráfico Pressão x Temperatura do vapor saturado

Como exemplo prático, existe a necessidade de ar aquecido a 180℃ em uma estufa de secagem de pintura.

O vapor neste caso deve ter uma temperatura superior. Considerando que o Sistema de aquecimento adotado necessita que o vapor tenha 30℃ a mais; necessita-se de vapor a temperatura de pelo menos 210 ℃. Ao verificar na tabela de vapor saturado, esta temperatura corresponde a uma pressão de 19,0 kgf/cm^2. Como se deve prever uma folga, devido a perda de carga em função da distancia da Casa de Caldeiras, chega-se a uma pressão de 21,0 kgf/cm^2.

2.3.1) Ar em sistemas de vapor

Em diversas instalações existe uma diferença entre a temperatura do vapor saturado com a da tabela de vapor saturado (temperatura de saturação) a uma dada pressão. Uma das possíveis causas é a presença de ar.

O ar é um dos melhores isolantes térmicos. Ele se acumula nos pontos mais altos das instalações e equipamentos (especialmente camisas).

Temos de considerar a Lei de Dalton das Pressões Parciais. **“**Em uma mistura de gases, a pressão total é a soma da pressão parcial de cada um dos gases, sendo esta correspondente ao volume ocupado por este gás**”.**

Pressão de vapor = (% volume ocupado pelo vapor) x Pressão total (4)

Como exemplo:

Um equipamento onde se tem a pressão de 4,0 bar absoluto, e ao se medir a temperatura do vapor encontra-se 133℃. O que pode estar ocorrendo?

Ao verificar a tabela de vapor saturado, encontra-se que para a temperatura de 133℃, a pressão de saturação é de 3,0 bar absoluto. Realizando a operação conforme a formula 4:

% volume ocupado pelo vapor = 3/4 = 0,75.

Ou seja, 75% vapor e 25% ar fazendo com que a mistura fique abaixo da temperatura de saturação.

Deve-se instalar um eliminador de ar na parte mais alta da área de troca, com o objetivo de eliminação do mesmo.

2.4) VAZÃO

Vazão é a quantidade de massa que se desloca em um determinado tempo.

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \qquad (5)$$

Em que:
$\dot{m}$ é a vazão;
m é a massa;
t é o tempo.

Unidades mais utilizadas para vapor são:

$$\textbf{1 Tonelada / hora (ton/h) = 1000 kg/h} \quad (6)$$

Podemos também afirmar que vazão é o produto da velocidade de um fluido por uma determinada área.

$$\dot{m} = v \times A \times \rho \quad (7)$$

Em que:
v é a velocidade (m/s);
A é a área (m^2);
ρ é a densidade (kg/m^3).

Importante ressaltar que todo o sistema de vapor é dimensionado, considerando a necessidade de vazão de cada equipamento. Ou seja, a geração de vapor deve ter capacidade de vazão para atender a todos os equipamentos funcionando.

Na partida do sistema e de cada equipamento, tem-se uma necessidade de vazão muito maior que a de regime**.** Pode-se afirmar que na partida ocorre 2 a 3 vezes mais condensação nos equipamentos que após os mesmos estiverem plenamente aquecidos. Esta variação está em função ao tamanho e área de troca de cada equipamento, bem como das temperaturas e massas a serem aquecidas.

Existe uma relação direta entre a vazão e a pressão em um sistema de vapor. Na partida se necessita de um determinado tempo para a pressurização do sistema. Com a abertura das válvulas na entrada dos equipamentos a pressão reduz e se necessita de mais vazão. Por outro lado, caso se reduza o consumo a pressão tenderá a se aumentar. A geração de vapor deve perceber estas variações de forma a manter a pressão do sistema o mais estável possível.

2.5) VOLUME ESPECIFICO

Volume especifico é o volume ocupado por uma unidade de massa.

Unidade mais usada é: **(m^3/kg)**

O fenômeno de condensação ocorre quando 1 kg de vapor a uma dada pressão troca calor e condensa.

Por exemplos:

Vapor a 10,0 kgf/cm^2 possui volume especifico de 0,1808 m^3/kg, ou seja, 180,8 litros. Para uma pressão menor, por exemplo, a 1,0 kgf/cm^2 tem-se 0,9015 m^3/kg, ou 901,5 litros. Abaixo a figura 2-6 mostra um gráfico que apresenta estes resultados:

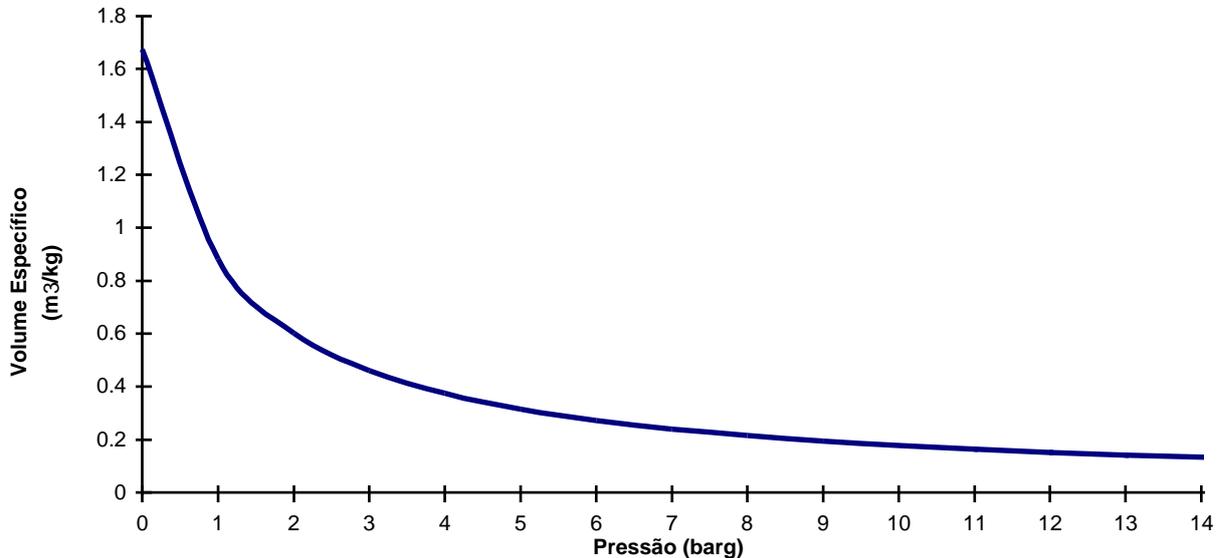



Figura 2-6 Gráfico Pressão x Volume Especifico para o vapor saturado

Na condensação temos uma redução muito grande do volume, o que provoca uma queda de pressão.

Deve-se ter especial atenção com altos regimes de condensação, pois se pode ter queda acentuada na pressão, e por conseqüência “falta de temperatura”.

Outro aspecto prático importante é na partida de equipamentos e sistemas. Como já foi mencionado, é indicado que exista um tempo para aquecer os equipamentos, para que não haja quedas de pressão nos sistemas. Ideal é que opere com uma abertura de vapor gradual para os equipamentos de forma que se tenha uma pressão o mais estável possível.

2.6) CALOR e CALOR ESPECIFICO

Calor é a energia que flui devido a diferença de temperatura.

Utiliza-se a unidade Kcal. Um Kcal é o calor necessário para variar um quilo de água em 1 Celsius.

As principais Unidades são:

1 Kcal = 4,187 KJ **1 kWh = 860 Kcal**

Calor especifico é uma característica de cada material ou fluido.

O calor sensível para a água pode ser definido como:

$$Q = m \times c \times \Delta T \qquad (8)$$

Em que:
Q é o calor (kcal)
m é a massa (kg)
c é o calor especifico (kcal/kg°C)
T é a temperatura (°C)

Para a água o calor especifico é de 1,0 kcal/kg°C, sendo a massa de 1,0 kg, e a variação de temperatura de 100°C, tem-se:

$$Q = 1{,}0 \times 1{,}0 \times 100 = 100 \text{ kcal.}$$

Esta mesma energia, se utilizada para aquecer um óleo (c = 0,45 kcal/kg°C), teremos:

$$100 = 1{,}0 \times 0{,}45 \times \Delta T \qquad \Delta T = 100 / 0{,}45 = 222{,}2°C$$

Pode-se concluir que quanto maior o calor especifico, maior a energia que o mesmo necessita para variar a temperatura. Ao contrário, quanto menor o calor especifico, menor será a energia que o mesmo necessita para variar a temperatura. Na Tabela 01 alguns valores de calor especifico.

Tabela 1-1 Calor especifico de alguns fluidos e materiais

FLUÍDO	CALOR ESPECÍFICO MÉDIO (0 A 100 [ºC])	
	(kcal/kg.ºC)	(kJ/kg.K)
Água	1,00	4,186
Óleo mineral a 20ºC	0,45	1,884
Ar seco	0,240	1,005
Porcelana, 0/1000ºC	0,91/0,31	3,81/1,30
Tijolo, tijolo refratário	0,20	0,837
Rocha/Vidro	0,20	0,837

Fonte: Eletrobrás (2005)

2.7) CALOR SENSIVEL (ENTALPIA DO LIQUIDO)

Calor sensível é aquele que adicionado ou removido de uma substância provoca mudança de temperatura, sem causar mudança de fase.

Por exemplo, existe um recipiente com 1,0 kg de água, a uma dada pressão representada pelo peso “kgf”.

É fornecido calor sob forma de queima de um combustível pelo queimador. A medida que o tempo passa, a temperatura irá subir.

Como mostrado na Figura 2-7, a temperatura irá variar de T1 para T2. A temperatura irá subir até que a mesma alcance a temperatura de saturação.

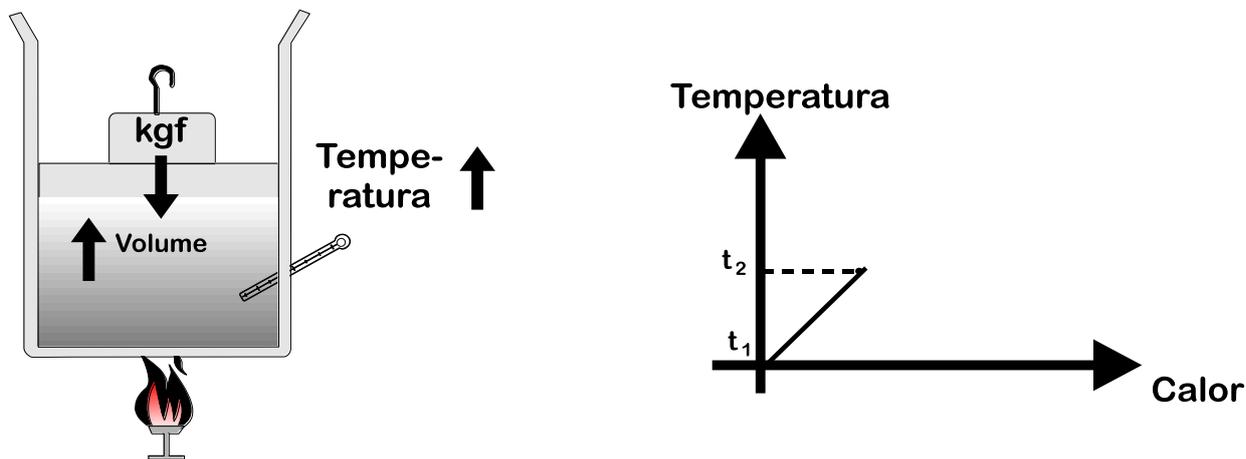



Figura 2-7 Calor sensível

2.8) CALOR LATENTE (ENTALPIA DE EVAPORAÇÃO)

Calor latente é aquele calor que é adicionado ou removido em uma mudança de fase, sem provocar alteração de temperatura.

Voltando a nosso exemplo, com o inicio da mudança de fase, se tem a vaporização da água e com isto o aumento do volume de nossa massa. A medida que se avança na vaporização, tem-se cada vez mais vapor e menos água.

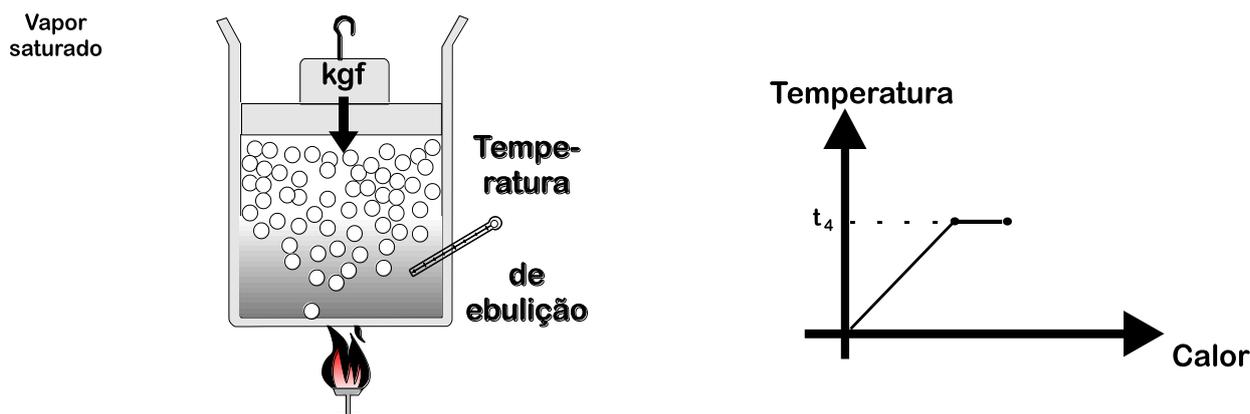



Figura 2-8 Calor latente

Nota-se que quanto menor a pressão maior o calor latente.

2.9) CALOR TOTAL

Calor total é a soma do calor sensível mais o calor latente a uma dada pressão. A Figura 2-9, mostra o gráfico Temperatura x Calor, e as regiões de liquido com o calor sensível, de vapor saturado com calor latente e do calor total.

Calor Total = Calor Sensível + Calor Latente **(9)**

Em termos práticos, para se vaporizar 1 kg de água, devemos ter o calor total a uma dada pressão, reduzindo a energia contida na água de alimentação da caldeira.

Calor para vaporização = Calor Total – Temperatura da água **(10)**

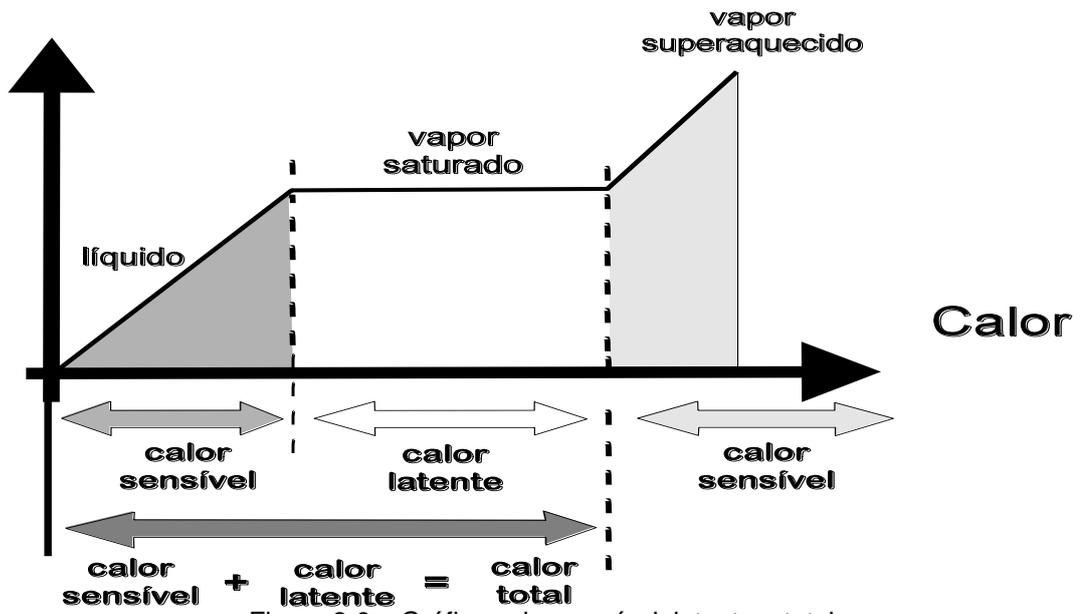



Figura 2-9 – Gráfico calor sensível, latente e total

2.10) TABELA DE VAPOR SATURADO

A tabela de vapor saturado se encontra no Anexo 1 em kcal/kg e no Anexo 2 em kJ/kg. Nestas tabelas existem as propriedades termodinâmicas citadas acima.

A cada Pressão, tem-se a temperatura, volume especifico, calor sensível, calor latente e calor total correspondentes.

Importante ressaltar que quanto maior a pressão, maior será a temperatura e calor sensível e menor o calor latente e o volume especifico.

Por outro lado, a uma menor pressão se reduz a temperatura e o calor sensível e se aumenta o calor latente e o volume especifico.

2.11) TITULO DE VAPOR

É a quantidade de massa de vapor que possui a massa de vapor mais água.

$$x = \frac{\text{massa de vapor}}{(\text{massa de água + massa de vapor})} \quad (11)$$

Quanto mais alto o Titulo, maior será o seu calor Latente real.

Na prática, existem diversas limitações tecnológicas para se medir o Titulo. Nesta obra irá se enfatizar diversos aspectos que mantém o Titulo em valores altos, fazendo com que se tenha o mínimo consumo de vapor.

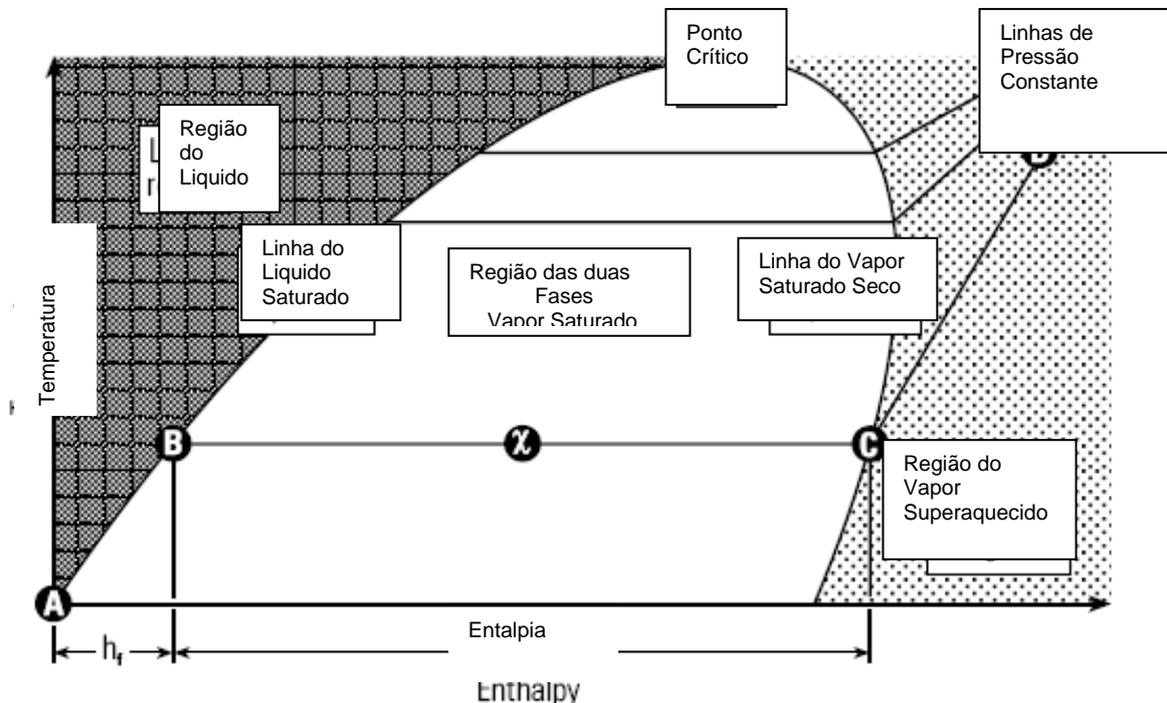



Figura 2-10 Gráfico típico Temperatura x Entalpia

Como se pode verificar na Figura 2-10, quanto mais próximo se estiver do ponto C (vapor saturado seco), maior será o Título. Ao contrário, caso se tenha um Titulo 0,5 tem-se apenas 50% do Calor Latente disponível.

2.12) PODER CALORIFICO

O poder calorífico é a quantidade de calor liberada na combustão de uma unidade de massa de um determinado combustível. Na Tabela 02 apresentam-se alguns valores médios.

Tabela 1-2 Poder calorifico de alguns combustíveis

COMBUSTÍVEL	PODER CALORÍFICO INFERIOR	DENSIDADE
Óleo combustível B1	9.590 kcal/kg	1000 kg/m³
Gás natural (típico)	8.800 kcal/m³	-
GLP	11.100 kcal/kg	-
Lenha	3.100 kcal/kg	400 kg/m³
Bagaço de cana	2.130 kcal/kg	-
Carvão vegetal	6.460 kcal/kg	260 kg/m³
Carvão mineral [1]	2.850 kcal/kg	-

Fonte: Eletrobrás (2005)

O Poder Calorífico Superior (PCS) inclui a energia que a umidade (água) cede ao se evaporar. É a medida de calor maximo que se pode obter na combustão de um determinado combustível.

O Poder Calorífico Inferior (PCI) desconsidera a energia da umidade (água) contida no combustível. Representa de forma mais realista o calor disponível após a combustão. Será utilizando o PCI nos exemplos apresentados.

2.13) VAPOR DE REEVAPORAÇÃO

O vapor de reevaporação também chamado de *vapor flash* se forma, a partir de água com redução da pressão. No momento que esta água que está a alta temperatura passa para um sistema de menor pressão, parte da mesma se reevapora.

A formula de calculo é a seguinte;

$$\% \text{ Reevaporação} = \frac{CSa - CSb}{CLb} \qquad (12)$$

Em que:
CSa é o calor sensível de alta pressão;
CSb é o calor sensível de baixa pressão;
CLb é o calor latente de baixa pressão.

Como exemplo, podemos considerar os seguintes dados:
P1 = 10,0 bar (Calor sensível = 185,6 kcal/kg)
P2 = 2,0 bar (Calor sensível = 133,4 kcal/kg e

Calor latente = 516,9 kcal/kg)

%Reevaporação = (185,6 – 133,4) / 516,9 = 0,101 = 10,1%.

Neste exemplo a cada 1000 kg/h de condensado, teremos 101 kg/h de vapor reevaporado.

2.14) BIBLIOGRAFIA

ABNT NBR ISO/IEC 17025. Requisitos gerais para a competência de laboratórios de ensaios e de medição. 2 ed. São Paulo: ABNT, 2005.

LAWRENCE BERKELEY N. L. Improving Steam System Performance – A sourcebook for industry. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., MUNSON, B.R., DEWITT, D.P. Introdução à Engenharia dos Sistemas Térmicos: Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2005.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

NOGUEIRA, L. A. H. Eficiência Energética no Uso de Vapor. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

NR13. Norma Regulamentadora número 13 Caldeiras e Vasos de Pressão. Ministério do Trabalho e Emprego. Disponível em: www.mte.gov.br/legislacao/normas-regulamentadoras-1.htm. Acesso: 21/08/2012.

SPIRAX SARCO. Apostila de Distribuição de Vapor. Cotia, 1995.

VAN WYLEN G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE C. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 5. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1998.

2.15) FONTE DAS FIGURAS

- 2-1, 2-2, 2-5, 2-6, 2-7, 2-8, 2-9 e 2-10: Spirax Sarco.

- 2-3 e 2-4: Wikipédia.

3 – GERAÇÃO DE VAPOR

Gerador de vapor ou caldeira é um trocador de calor complexo que produz vapor de água sob pressões superiores à atmosférica, a partir da energia térmica fornecida por uma fonte de energia qualquer. É constituída por diversos equipamentos associados e perfeitamente integrados para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível com total segurança.

As fontes de energia normalmente são as seguintes:

- Queima de um combustível liquido (óleo, sebo), sólido (biomassa: lenha, bagaço de cana ou carvão) ou gasoso (GLP ou gás natural);
- Energia elétrica (eletrotermia);
- Por fontes não convencionais, tais como a fissão nuclear, gases quentes de processos, energia solar, etc.

Quando se utiliza resíduos de processos, tais como, gases de escape de motores a combustão, gases de saída de turbina a gás natural ou licor negro em fábricas de celulose, as caldeiras são chamadas de *Recuperação*.

Para qualquer tipo de caldeira, a mesma será composta por 3 partes essenciais que são:

a) A fornalha ou câmara de combustão onde o combustível é queimado;

b) A câmara de água é a parte inferior onde ocorre a sua evaporação.

c) A câmara de vapor é a região superior a lâmina de água ocupada pelo vapor produzido.

As câmaras de água e de vapor constituem as superfícies internas da caldeira propriamente dita. São constituídas por recipientes metálicos herméticos de resistência adequada, onde a vaporização da água ocorre.

3.1) TIPOS DE CALDEIRAS E SUA APLICAÇÕES

As caldeiras mais utilizadas são as seguintes:

- Aquotubulares (água nos tubos) produzindo vapor superaquecido.
- Flamotubulares (fogo nos tubos) produzindo vapor saturado.
- Mistas com fornalha aquotubular e região flamotubular produzindo vapor saturado.

3.1.1) Caldeiras Flamotubulares

As caldeiras flamotubulares têm os gases da combustão por dentro dos tubos. São construídas para operar com pressões limitadas (normalmente até 25 kgf/cm^2) e vazões até 30 toneladas/hora (dependendo do fabricante).

Estas caldeiras operam com combustíveis líquidos ou gasosos, sendo que o queimador se localiza na parte frontal da mesma. Este queimador atomiza o combustível, sendo o mesmo queimado na fornalha; que neste caso é uma câmara cilíndrica podendo ser lisa

ou corrugada. Os gases da combustão passam no interior de tubos, podendo ter 1, 2, 3 até 4 passes; até saírem pela exaustão.

Tanto a fornalha quanto os tubos ficam circundados por água, sendo ancorados em espelhos (discos externos) por mandrilagem e/ou soldagem.

Na Figura 3-1 mostram-se as principais partes de uma caldeira flamotubular.

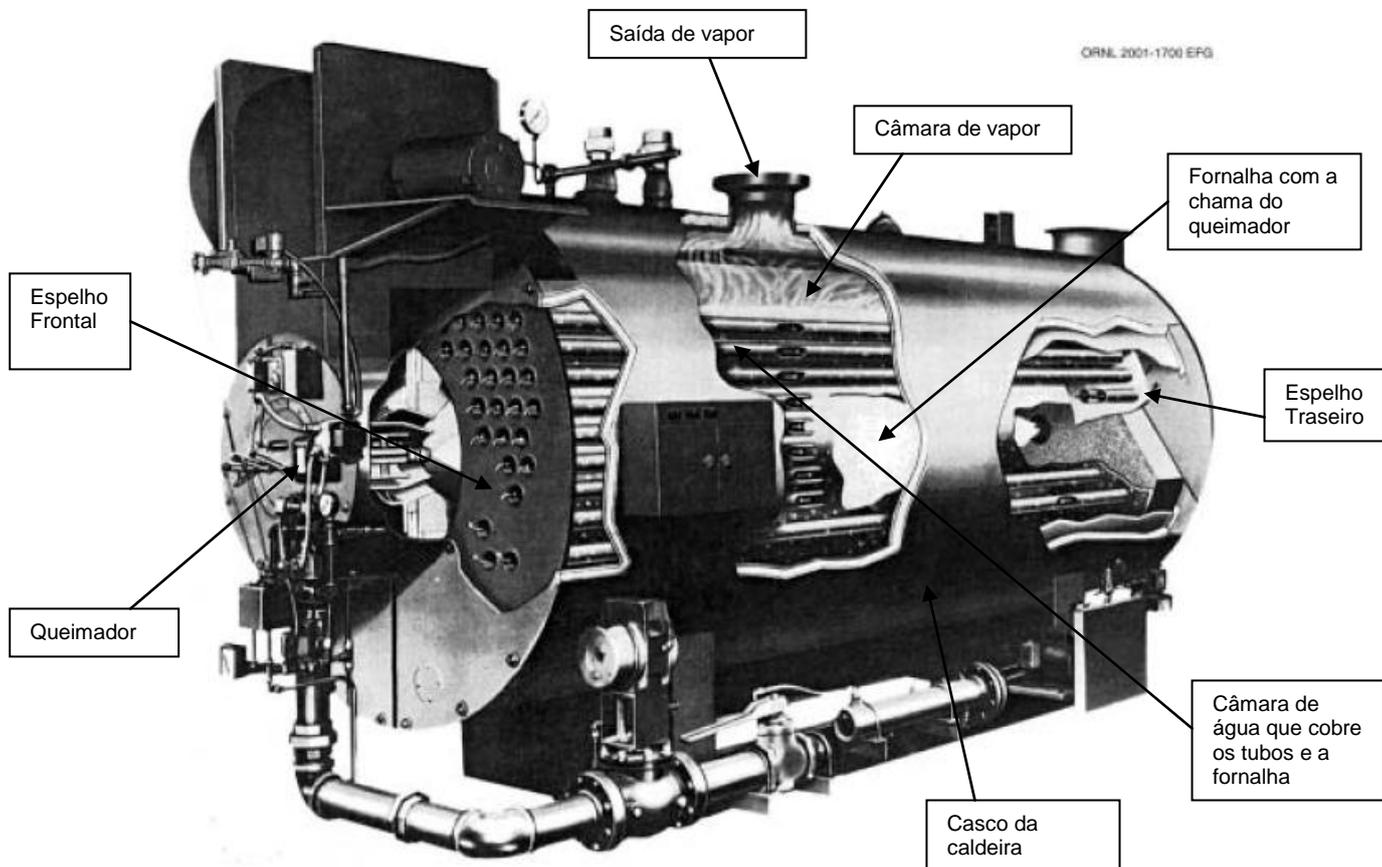



Figura 3-1 Caldeira flamotubular

Estas caldeiras também chamadas de escocesas tiveram vários aperfeiçoamentos nos últimos anos. Um dos mais importantes foi a câmara de reversão dos gases interna envolta em água (wetback) ao contrário da tradicional com “fundo seco” (dryback). Na Figura 3-2 pode-se verificar um projeto deste.

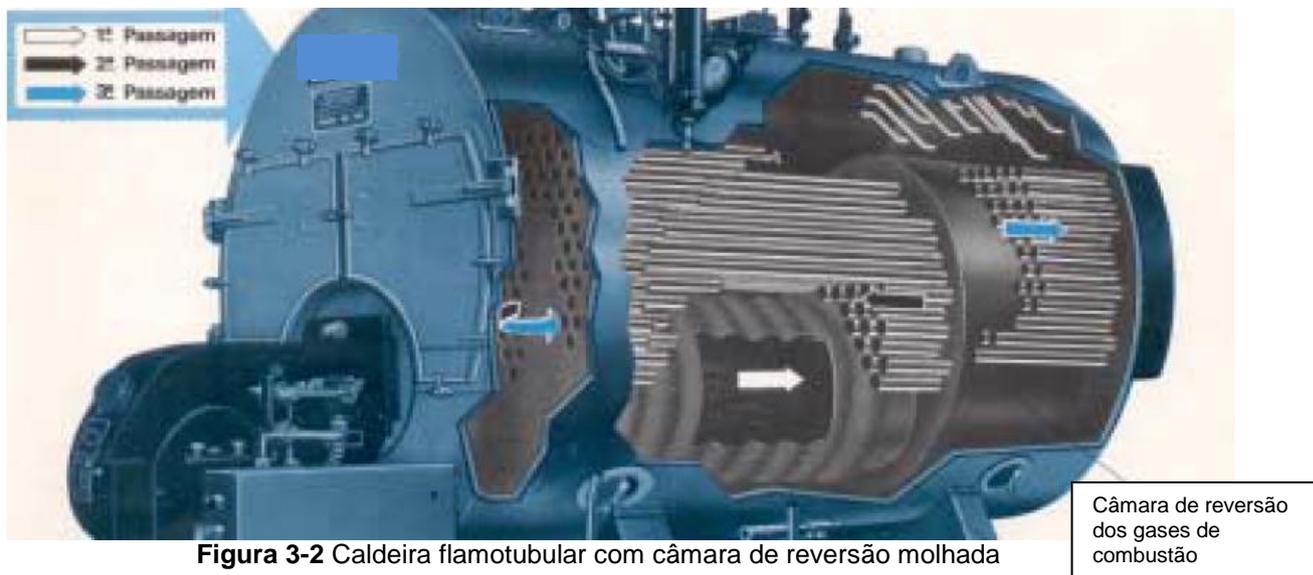



Figura 3-2 Caldeira flamotubular com câmara de reversão molhada

Vê-se na Figura 3-3 uma caldeira flamotubular com a indicação pelas setas da passagem dos gases de combustão. Neste exemplo, é considerado que são 3 passes: o primeiro pela fornalha; o segundo pelos tubos inferiores e o terceiro pelos tubos superiores.

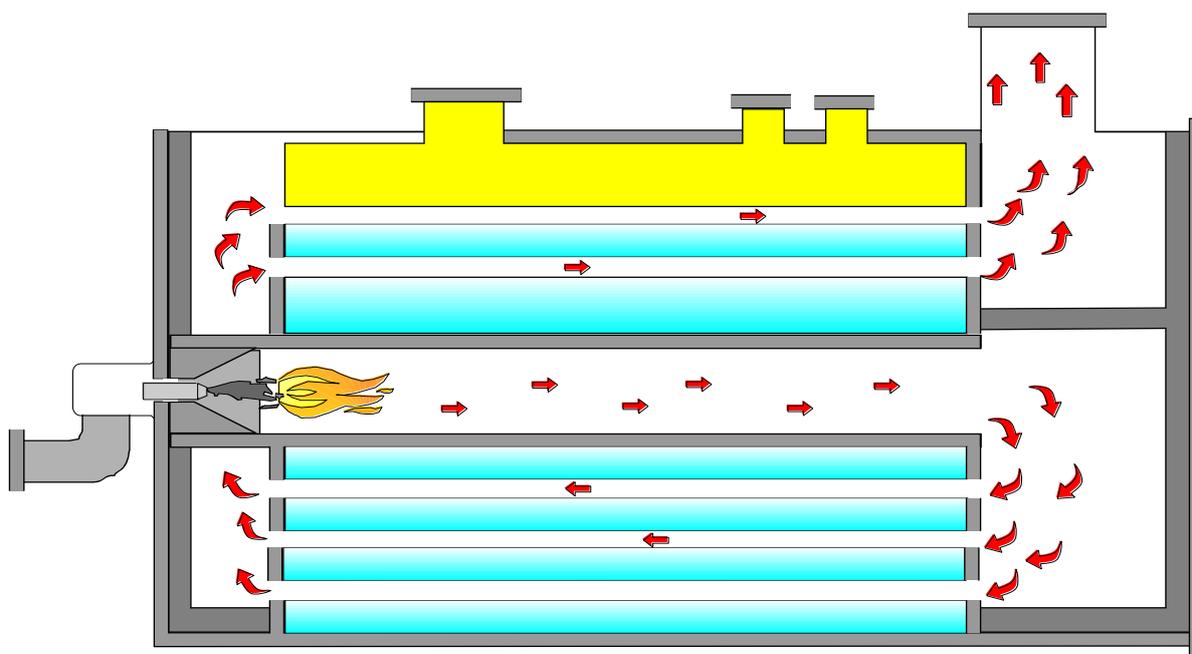



Figura 3-3 Passagem de gases em uma caldeira flamotubular tradicional

3.1.2) Caldeiras Aquotubulares

São caldeiras onde a água fica dentro dos tubos e coletores**.** Estes também chamados de tubulões são no mínimo de dois, interligados por centenas de tubos.

São caldeiras de capacidade de vazão a partir de 10 t/h não havendo limite superior, e altas pressões normalmente a partir de 20 kgf/cm^2 até 200 kgf/cm^2.

São utilizadas normalmente para vapor superaquecido, que é produzido ao vapor saturado passar pelo superaquecedor. O mesmo consiste de um feixe tubular que pode

ser instalado dentro da caldeira ou na saída de gases da combustão, dependendo do projeto do fabricante.

São utilizadas tanto onde se queima combustível sólido, tal como carvão ou biomassa como combustíveis gasosos e líquidos com diversos queimadores.

A câmara de combustão é formada pelas grelhas, onde o combustível sólido é queimado sendo revestida por tubos e/ou refratários. Atualmente tanto as grelhas quanto os tubos são refrigerados com água. As cinzas caem pelas fendas das grelhas, por onde passa o ar de combustão.

Os economizadores são trocadores de calor que aquecem a água antes desta entrar nas caldeiras. São instalados na saída dos gases de combustão aproveitando seu calor sensível.

Os pré-aquecedores de ar também utilizam a energia contida nos gases de combustão para aumentar a temperatura do ar utilizado na combustão.

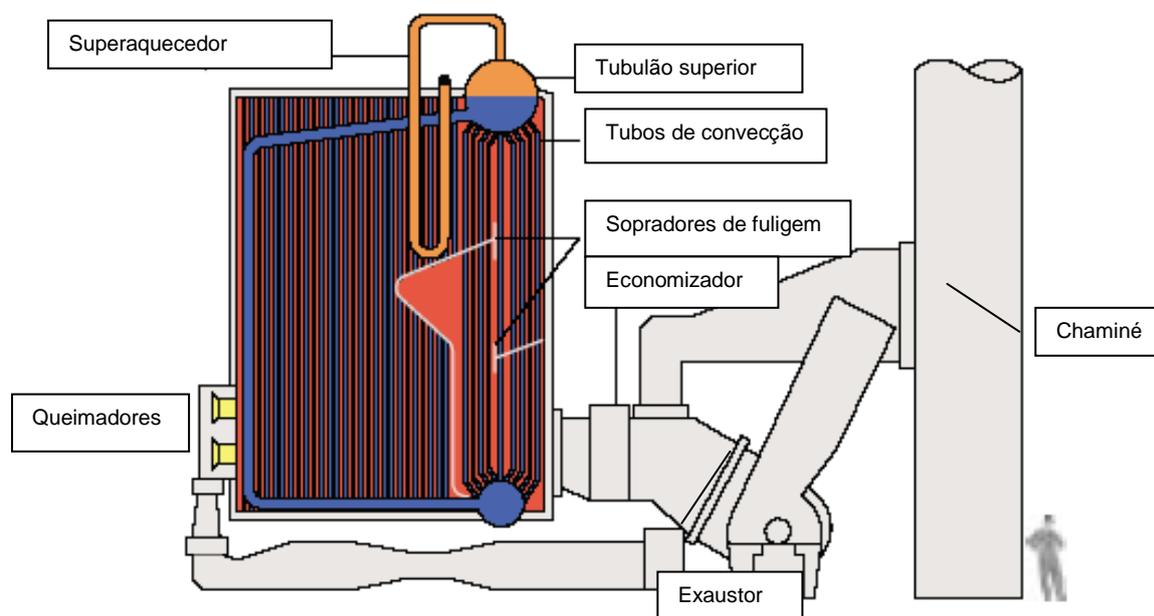



Figura 3-4 Caldeira aquotubular típica

3.1.3) Caldeiras Mistas

As Caldeiras Mistas são assim denominadas devido a fornalha é típica para combustíveis sólidos e aquotubular, e os gases passam por dentro dos tubos na região flamotubular. Na Figura 3-5 mostra-se um exemplo.

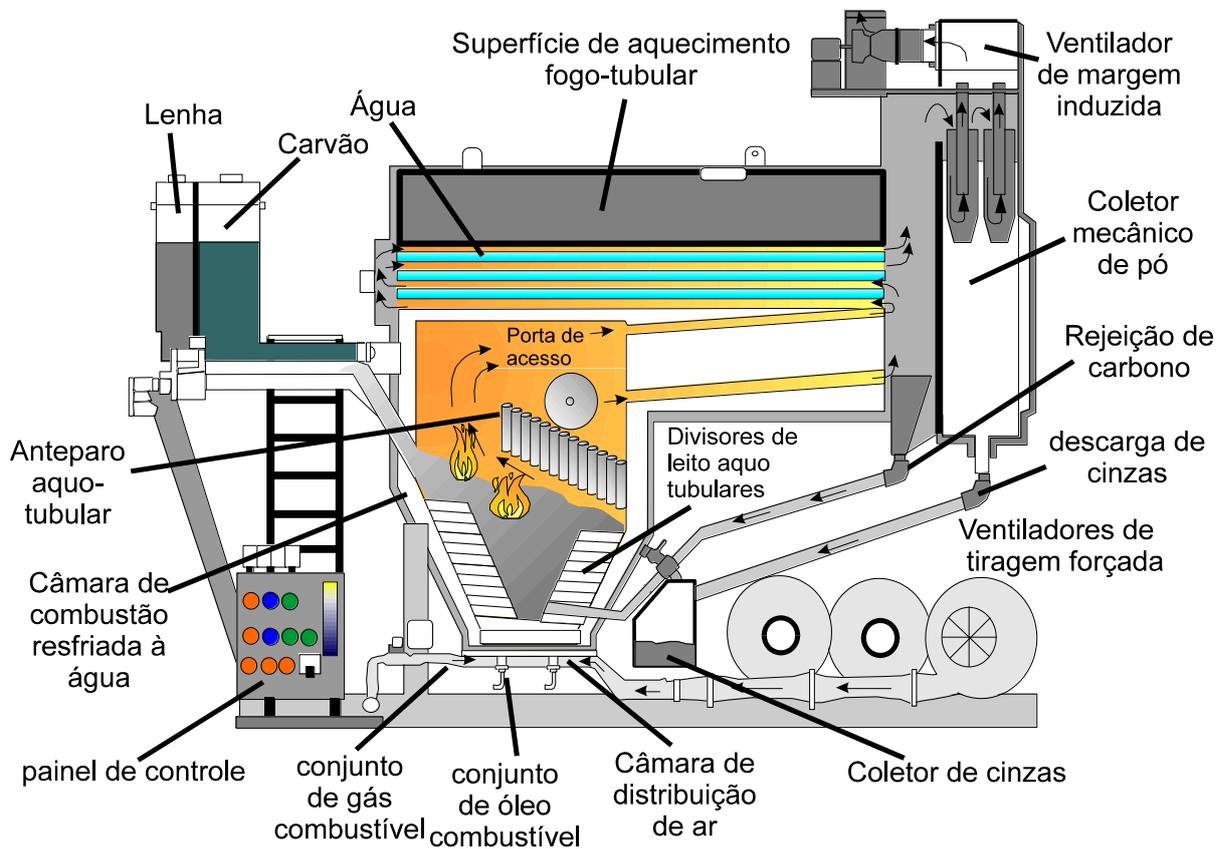



Figura 3-5 Caldeira mista

3.2) EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NA GERAÇÃO DE VAPOR

Lista-se abaixo os diversos itens da Casa de Caldeiras, onde existem oportunidades de implantação de projetos de eficiência energética.

3.2.1) Gases de combustão

A temperatura dos gases da chaminé deve ser sempre controlada, pois afeta diretamente a eficiência da caldeira. Existem diversos fatores que afetam esta temperatura:

a) Produção de vapor

Quanto maior for a produção de vapor, maior será a temperatura dos gases de combustão. Porém, trabalhar com a caldeira a baixa produção não trás uma vantagem, pois aumentam as perdas pelo costado e o excesso de ar.

É importante levar em conta que, ao se operar uma caldeira além de sua capacidade máxima, a temperatura de saída de gases aumentará de forma desproporcional.

b) Projeto da Caldeira

Uma área de troca adicional trará bons resultados, quanto a uma menor temperatura de gases. Porém, deve-se verificar para cada caldeira e combustível a temperatura ideal dos gases.

Temperaturas muito baixas provocam condensação do enxofre (combustível sendo óleo), provocando corrosão em toda a estrutura de exaustão de Gases. Para o gás natural a temperatura mínima é de 120℃, para carvão e óleos com baixo teor de enxofre 150℃ e para óleos com alto teor de enxofre é de 180℃.

c) Sujeira nas superfícies de troca térmica – Lado da Combustão

Recomenda-se fazer a limpeza periódica das superfícies internas dos tubos (caldeiras flamotubulares) e externas a estes (caldeiras aquatubulares). Estas incrustações impedem a perfeita troca térmica, já que muitas vezes funcionam como isolantes.

d) Sujeira nas superfícies de troca térmica – Lado da Água

Um dos principais objetivos do tratamento de água de alimentação é se evitar a formação de incrustações e depósitos de cálcio, magnésio e sílica na área ocupada pela água**.** Estas também funcionam como isolantes térmicos, provocando o superaquecimento das tubulações.

e) Passagem direta de gases da exaustão

Poderá ocorrer falha interna na caldeira, de forma que os gases saiam de forma inadequada pela chaminé, ao invés de passar pela área de troca térmica. Neste caso, deve-se parar a caldeira e realizar a manutenção na mesma.

3.2.2) Nível de excesso de ar

Deve-se estar com um excesso de ar na combustão, pois as condições normais nunca são as ideais. Porém, níveis baixos de excesso de ar resultam combustíveis não queimados (combustível, fuligem, fumos e monóxido de carbono). Níveis altos de excesso de ar provocarão perda de calor, devido ao aumento de fluxo de gases pela chaminé.

Como regra geral, a eficiência da caldeira pode ser aumentada em 1%, para a redução de 15% no excesso de ar ou redução de 22℃ na temperatura dos gases da chaminé. Um exemplo pode ser verificado na Tabela 3-1 onde se relaciona a eficiência da combustão com o excesso de ar e a temperatura dos gases na chaminé.

Tabela 3-1 Variação da eficiência da combustão com o excesso de ar

		EFICIÊNCIA DA COMBUSTÃO				
EXCESSO %		Temperatura do gás da chaminé menos a do ar de combustão (°C)				
Ar	Oxigênio	95	150	205	260	315
9,5	2,0	85,4	83,1	80,8	78,4	76,0
15,0	3,0	85,2	82,8	80,4	77,9	75,4
28,1	5,0	84,7	82,1	79,5	76,7	74,0
44,9	7,0	84,1	81,2	78,2	75,2	72,1
81,6	10,0	82,8	79,3	75,6	71,9	68,2

Fonte: Eletrobrás (2005)

Concluindo a análise de gases na saída da chaminé, trás diversos benefícios, pois afeta diretamente a eficiência da caldeira. Pode-se analisar de forma periódica ou instalar analisadores automáticos o que alteraria automaticamente o excesso de ar.

3.2.3) Temperatura de água de alimentação

Quanto maior a temperatura da água ao entrar na caldeira, maiores serão as vantagens operacionais:

- Não haverá interrupção na vaporização. A água na temperatura ambiente provoca esta interrupção, dificultando a estabilidade de evaporação da caldeira.

- Minimiza os choques térmicos provocados pela entrada de água a baixa temperatura.

Como exemplo, realizam-se cálculos para temperaturas de alimentação a 20℃ e 90℃:

Dados – Combustível – Óleo Combustível – PCI = 9590 kcal/kg.
- Vapor a 10 bar – Calor Total = 664,1 kcal/kg.
- Caldeira com Rendimento de 85%.

a) Água a 20℃ – 1 kg de óleo = (9590 / (664,1 – 20)) x 0,85 = 12,655 kg de vapor.

b) Água a 90℃ – 1 kg de óleo = (9590 / (664,1 – 90)) x 0,85 = 14,198 kg de vapor.

Com isto, se reduz em 12,2% (14,198/12,655) o consumo de combustível.

Ou seja, a cada 5,7℃ de aumento da temperatura da água, se terá uma economia de 1% de combustível.

Existem diversas formas de aumentar a temperatura da água de alimentação:

- Retornando maior volume de condensado;

- Aquecendo a água de alimentação com o vapor de reevaporação das descargas de nível;

- Instalando um trocador de calor na saída dos gases (Economizador), conforme mostrado na Figura 3-6 abaixo. Neste caso, deve-se verificar o custo do Economizador e o custo da alteração/projeto. Porém, para pequenas caldeiras em função de tamanho e espaço disponível, esta solução se torna inviável. Tem-se verificado a viabilidade da instalação de Economizadores em caldeiras acima de 5,0 toneladas/hora de produção de vapor.

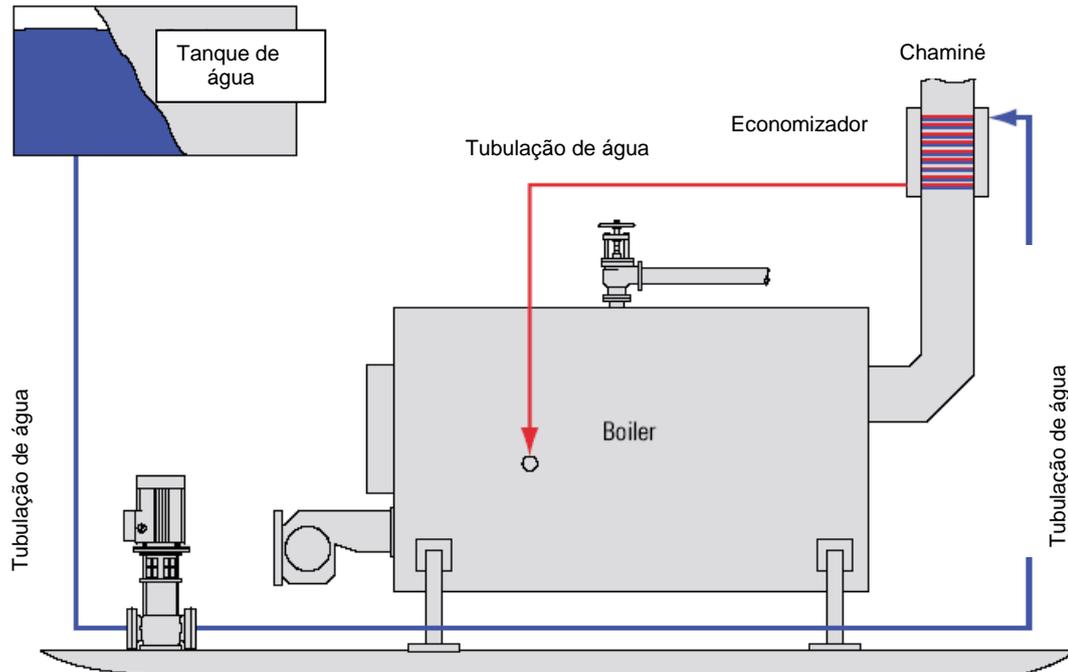



Figura 3-6 Economizador em caldeira flamotubular

- Injetando vapor vivo para se aumentar a temperatura do tanque de alimentação de água da caldeira.

Para caldeiras Aquatubulares e Sistemas com caldeiras com grande capacidade de geração de vapor, se viabiliza que o Tanque de Condensado seja pressurizado. Estes tanques são chamados de Desaeradores e são pressurizados pelo próprio vapor.

Prevê-se uma temperatura de 105/107 °C nestes sistemas. Na Figura 3-7 mostra-se um exemplo de desaerador.

Vent
Cabeçote com desaeração e condensação de vapor flash
Sistema de controle de nível
Água fria de complementação
Vapor flash das descargas de nível
Retorno de condensado
Sistema de controle de temperatura
vapor
Sistema de recirculação de água
Saída para a bomba de alimentação da caldeira

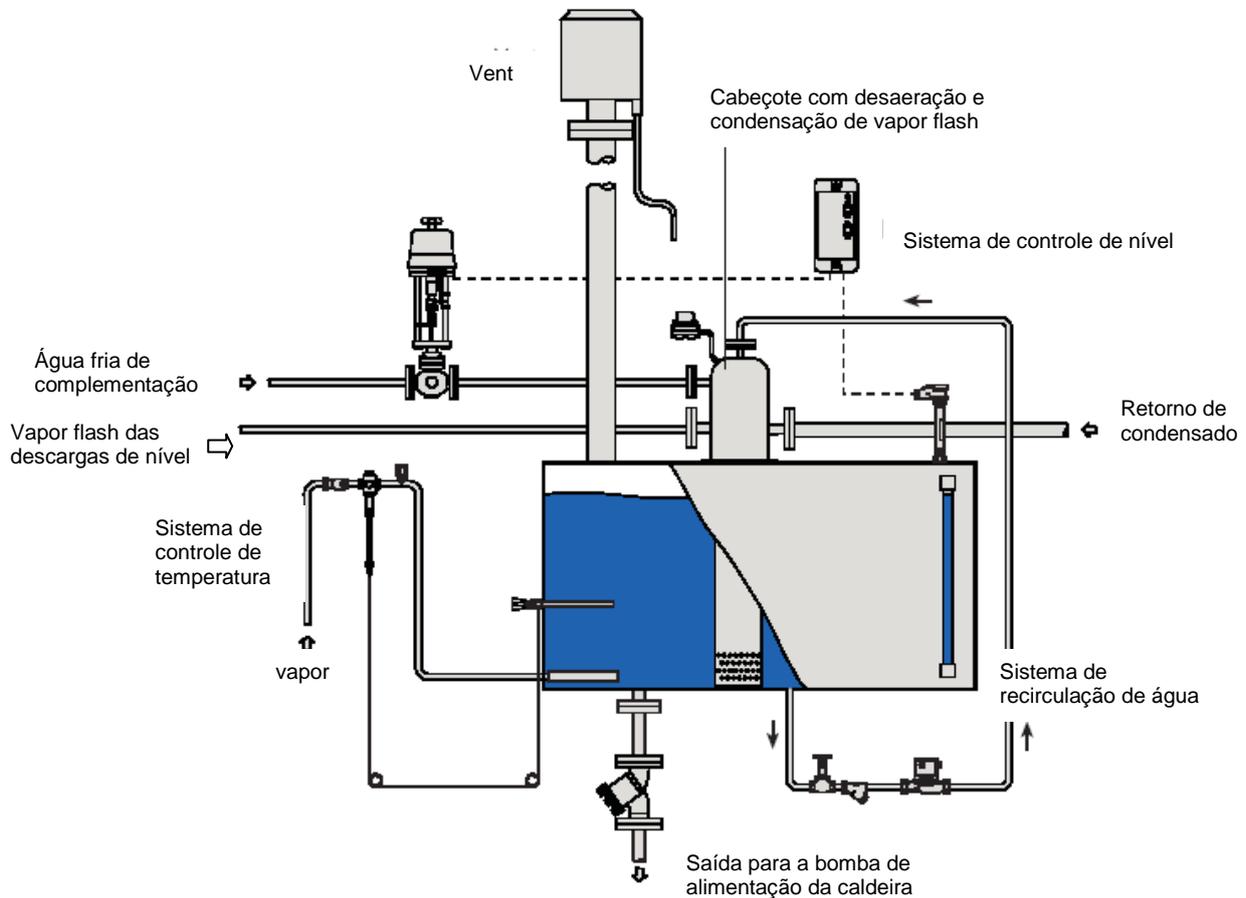



Figura 3-7 Exemplo de desaerador

A quantidade de vapor, considerando os dados acima, a ser injetada é no maximo de:

1000 kg de água x 1,0 kcal/kg°C x (107 – 20)°C = 87.000 kcal / 664,1 kcal/kg

= 131,0 kg/h de vapor por cada m^3 de água de alimentação a temperatura ambiente.

Uma outra vantagem da instalação de desaeradores é a redução do "Oxigênio Livre" contido na água de alimentação da caldeira, conforme Figura 3-8. Repare que acima de 100 °C não é necessário se eliminar o oxigênio livre. Devem-se verificar quais produtos químicos estão sendo utilizados para remoção do Oxigênio Livre. A redução da utilização destes produtos pode ajudar a viabilizar esta otimização.

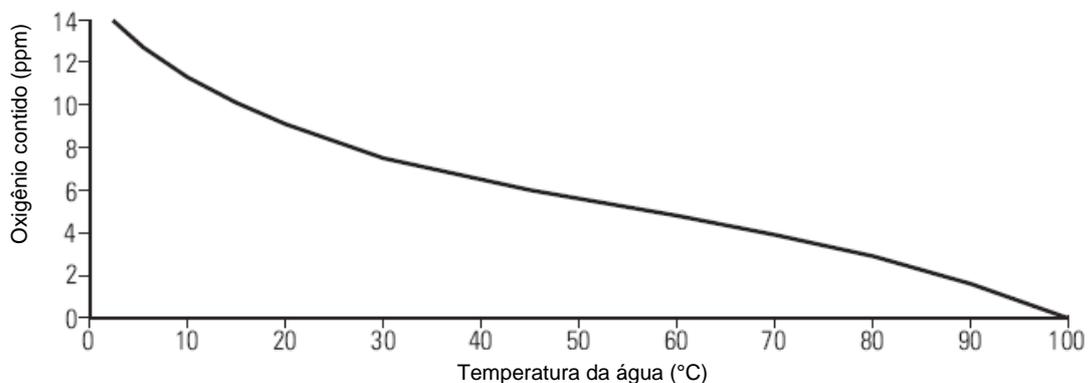



Figura 3-8 Gráfico oxigênio contido x temperatura da água

3.2.4) Pré-aquecedor de ar

O pré-aquecedor de ar eleva a temperatura do ar de combustão antes de sua entrada no queimador. Absorve o calor cedido pelos gases de combustão melhorando o funcionamento dos queimadores e da fornalha.

O ar pré-aquecido melhora a estabilidade da chama, aumentando a temperatura da fornalha, aumentando por consequência a troca de calor por radiação fazendo com que seja necessário um menor excesso de ar de combustão.

Este sistema é utilizado principalmente em caldeiras aquotubulares e mistas, devido a espaço de instalação.

Consiste em um trocador de calor que é instalado na saída dos gases de combustão. O ar passa inicialmente por este aquecimento e é conduzido para a fornalha da caldeira. Na Figura 3-9 exemplos de pré-aquecedores de ar.

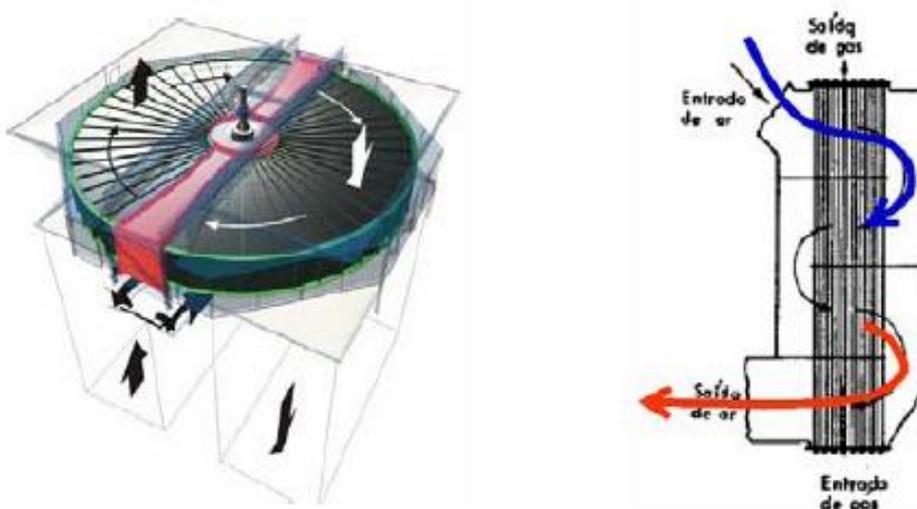



Figura 3-9 Exemplos de pré-aquecedores de ar

3.2.5) Costado das caldeiras

As perdas de transferência de calor pela área externa das caldeiras são em torno de 1 a 4%. Exceção se faz para qualquer problema anormal com os refratários do costado.

Para as caldeiras flamotubulares, devido a grande quantidade de água e a mesma estar fervendo se tem uma perda menor.

Existe uma tendência para caldeiras novas, de se isolar o seu costado com uma espessura de 4” (100 mm). Importante verificar as temperaturas do costado com a caldeira em operação. Com isto, verificar a viabilidade da troca ou otimização do isolamento existente.

A aplicação de termografia é uma forma simples para se verificar a existência de “pontos quentes”.

Abaixo alguns exemplos de termografias realizadas em uma caldeira flamotubular.

Foto 3-10 Exemplo de termografias em caldeira flamotubular

3.2.6) Descarga de superfície

A água dentro da caldeira fica concentrada de sais minerais, pois a evaporação deixa os mesmos dentro da água em ebulição. Devem-se realizar descargas para que o índice de concentração em sólidos totais dissolvidos fique estável dentro da caldeira. Por melhor que seja o tratamento químico da água de alimentação, as descargas devem estar ocorrendo.

Os índices ideais de sólidos totais dissolvidos para que a caldeira opere nas melhores condições são recomendados pelo fabricante da mesma. Quanto maior a pressão de operação mais rígidos serão estes índices. Um exemplo de recomendação pode-se verificar na tabela 3-2.

Tabela 3-2 Valores limites para a água de uma caldeira aquotubular

Água de alimentação da caldeira		
Item	Unidade	Valor limite
pH	a 25°C	8,0 a 9,0
Dureza	ppm(como $CaCO_3$)	0
Oxigênio dissolvido	cm^3/l(como O_2)	<0,014
Ferro total	ppm(como Fe)	<0,04
Cobre total	ppm(como Cu)	<0,02
Óleo	ppm	Conservado
Sílica	ppm(como SiO_2)	<0,05
S.T.D.	ppm	<1,0
Alumínio (Al)	ppm	<0,04
Hidrazina (N_2H_4)	ppm	>0,04
Água na caldeira		
Item	Unidade	Valor limite
pH	a 25°C	9,7 a 10,5
S.T.D.	ppm	115
Condutividade	µS/cm	250
Fosfato	ppm(como $PO^{-3}{}_4$)	3 a 10
Sílica	ppm(como SiO_2)	5

Fonte: CBC.

Importante verificar a recomendação do fabricante da caldeira, para a quantidade de Sólidos Totais que o equipamento deve operar.

O calculo da vazão da descarga de nível é o seguinte:

$$\%Descarga = \frac{TSD}{(C - TSD)} \times 100 \qquad (13)$$

Em que:
%Descarga é o percentual de água que deve ser descarregada pela descarga de superfície em função da vazão de vapor gerado pela caldeira.

TSD é o total de sólidos dissolvidos na água de alimentação da caldeira.

C é a concentração dos sólidos totais permitida dentro da caldeira.

Por exemplo:
Uma caldeira de 10 ton/h a 10,0 bar. A água de alimentação possui 150 ppm de sólidos dissolvidos. Qual é a quantidade de água que deve ser descarregada para que o TSD permaneça em 3500 ppm?

$$\%Descarga = \frac{150}{(3500 - 150)} \times 100 = 4,48\%$$

(4,48 x 10) / 100 = 0,448 ton/h = 448 kg/h.

%Reevaporação = (185,5 – 99,1) / 539,3 = 86,4 / 539,3 = 0,16 = 16%
448 x 0,16 = 71,68 kg/h

71,68 kg/h x 638,4 kcal/kg = 45.760,5 kcal/h = 10.000 x 1 x (Tf – 20)
Tf = 24,6°C

Ou seja, recuperando o vapor de reevaporação da descarga de nível, aumentamos e 4,6 °C. Conforme exemplo, do item 3.2.3, tem-se:

4,6 / 5,7 = 0,807 % de economia de combustível.

Existe uma relação direta entre a condutividade da água e a quantidade de sólidos totais dissolvidos. Quanto maior a condutividade, maior será o TSD.

Existem sistemas automáticos de detecção de condutividade, e controle das descargas de nível.

Importante se verificar como estão sendo realizadas as descargas de nível nas caldeiras.

3.2.7) Descargas de fundo

A análise da água pelo responsável pelo tratamento químico, bem como, a quantidade de impurezas contidas, direcionam a um regime de descargas de fundo nas caldeiras.

As válvulas de descarga de fundo possuem uma coluna água a montante das mesmas, e ao se abrirem provocam a formação de um vortex.

Devido à pressão, o tempo de abertura deve ser mínimo e suficiente para provocar uma turbulência, retirando a sujidade e resíduos de tratamento químico da caldeira.

Em função de diversos ensaios se chegou a um tempo ótimo de descarga de 5,0 segundos.

Como exemplo, se apresenta abaixo curvas de capacidade de um fabricante.

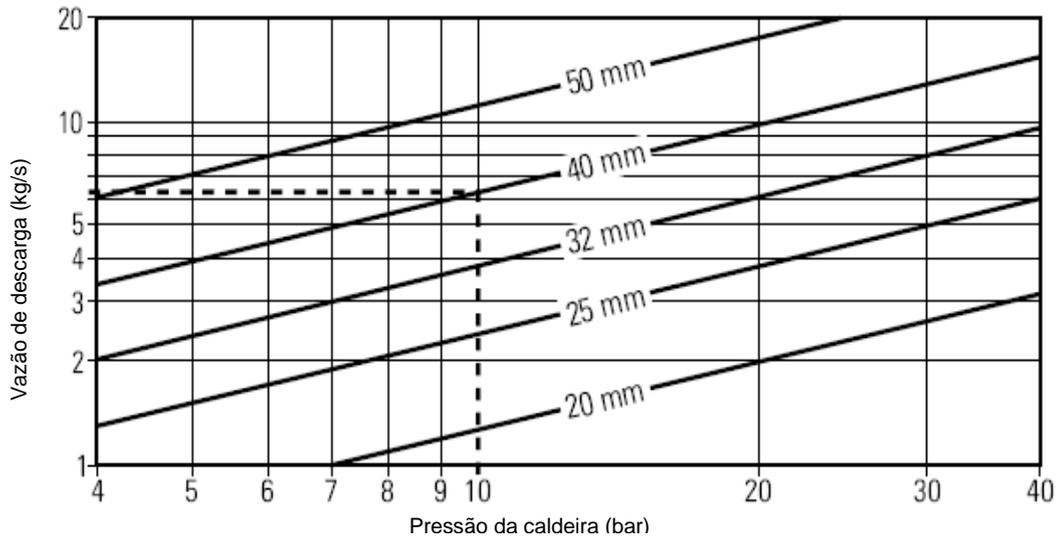



Figura 3-11 Gráfico de vazão de descarga de fundo

Como exemplo, consideraremos os seguintes dados:
- 2 descargas de fundo de 1.1/2” (40 mm)
- caldeira operando a 10 bar
- vazão de descarga por cada válvula = 6,2 kg/s

a) Primeira hipótese – Tempo alto de descarga – 12 segundos.

Recomendamos que o tempo de cada descarga seja de 5,0 segundos.
Intervalo entre descargas – 1 por hora.
Regime de trabalho – 24 h/d x 25 d/m x 12 m/a = 7200 h/ano.

Vazão excessiva = 2 válvulas x 7 segundos x 6,2 kg/s x 7200 desc./ano
= 624.960 kg/ano de água a 183,2℃.

Transformando esta vazão em energia gasta, e considerando a água entrando na caldeira a 60℃, temos:

Energia = 624.960 x 1,0 x (183,2 – 60) = 76.995.072 kcal/ano.

Considerando a caldeira a óleo (PCI = 9590 kcal/kg) e rendimento da caldeira de 85%, temos:

Quantidade de óleo = 76.995.072 /(9590 x 0,85) = 9945,51 kg de óleo.

Estimamos o custo do óleo combustível a R$1,20/kg, tem-se:
9945,51 x R$1,20 **= R$11.334,61/ano.**

b) Segunda hipótese – Quantidade excessiva de descargas.

Utilizando o mesmo exemplo acima, e verificando que poderíamos ter uma descarga a cada 2 horas, temos:

Vazão excessiva = 2 válvulas x 5 segundos x 6,2 kg/s x 3600 desc./ano

= 223.200 kg/ano de água a 183,2℃.

Energia = 223.200 x 1,0 x (183,2 – 60) = 27.498.240 kcal/ano.

Óleo = 27.498.240 / (9590 x 0,85) = 3373,40 kg de óleo.

3373,40 x R$1,20 **= R$4.048,08/ano.**

Como se pode verificar temos um alto impacto, devido ao maior tempo de descarga que o usual de 5,0 segundos.

Além disto, como abrir e fechar válvulas neste tempo tão curto?

Na prática, verificamos uma dificuldade muito grande em realizar esta tarefa de forma manual.

O ideal é que tenhamos descargas automáticas de fundo, onde tenhamos a garantia da descarga e o tempo adequado.

Outra questão muito significativa está no conceito de "desconcentrar" a caldeira via descarga de fundo. Ou seja, ao invés de se ter uma descarga de superfície, somente se faz descargas de fundo**.** Ocorre então, que o numero de descargas realizadas é maior que o necessário, aumentando o custo operacional da caldeira.

3.2.8) Umidade de combustível sólido

A umidade do combustível afeta principalmente a Biomassa. Quanto maior este percentual existe uma redução acentuada do Poder Calorífico Inferior (PCI). Importante sempre que possível, estar armazenando a Biomassa, e a processando para a queima com a menor umidade possível.

Abaixo se apresenta a Tabela com dados de Umidade e PCI da lenha e a variação da umidade em relação aos dias após o corte de eucalipto.

Tabela 3-3 Poder calorifico x umidade

UMIDADE	PCI	UMIDADE	PCI	UMIDADE DA LENHA DE EUCALIPTO	
(%)	[kcal / kg]	(%)	[kcal / kg]	(dias após)	(%)
0	4438,3	45	2171,1	No corte	45
5	4186,4	50	1919,2	30	36 %
10	3934,5	55	1667,3	60	30 %
15	3682,6	60	1415,3	90	27 %
20	3430,7	65	1163,4	120	25 %
25	3178,8	70	911,5	150	23 %
30	2926,8	75	659,6		
35	2674,9	80	407,7		
40	2423,0	85	155,8		

Fonte: Eletrobrás (2005)

3.3) RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico pode ser calculado pelos métodos direto e indireto, ou analisando os gases resultantes da queima na chaminé.

A formula do Rendimento pelo Método Direto:

$$\eta = \frac{\dot{m}v \times (hv - ha)}{\dot{m}c \times PC} \times 100 \qquad (14)$$

Em que:
η é a eficiência pelo Método Direto (%);
ṁv é a vazão de vapor (kg/s);
hv é a entalpia do vapor (Calor Total) (KJ/kg);
ha é a entalpia da água (calor sensível) (KJ/kg);
ṁc é a vazão de combustível (kg/s);
PC é o poder calorífico do combustível (kJ/kg).

As formulas do Rendimento pelo Método Indireto:

$$\eta = 1 - \frac{\Sigma \text{ Perdas}}{qf} \qquad (15)$$

Em que:
Σ Perdas é a somatória das perdas da chaminé, por radiação e convecção, por descarga de fundo e superfície, por temperatura nas cinzas e combustível não convertido presente nas cinzas;
qf é a energia fornecida pelo combustível por unidade de combustível.

a) Perdas pela Chaminé

$$PGS=[(m \times cp)CO_2+(m \times cp)SO_2+(m \times cp)O_2+(m \times cp)N_2]x(TCH - TR) \qquad (16)$$

Em que:
m é a massa do gás [(kg/kg) de combustível];
cp é o calor especifico médio entre as temperaturas TCH e TR (KJ/kg℃);
TCH é a Temperatura da chaminé;
TR é a Temperatura de referencia (ambiente).

Para simplificar, pode-se adotar:

$$PGS = mgs \times cpar\ (TCH - TR) \qquad (17)$$

Em que:
mgs é a vazão mássica dos gases de combustão [(kg/kg) de combustível];
cpar é o calor especifico do ar entre as temperaturas TCH e TR (KJ/kg℃).

A umidade do combustível sólido, irá se transformar em vapor na combustão, sendo que as perdas associadas a esta evaporação, são as seguintes:

$$Pv = mp \times cpv\ (TCH - TR) + mv' \times hv' \qquad (18)$$

Em que:
mp é a vazão mássica de vapor [(kg/kg) de combustível];
cpv é o calor especifico médio do vapor entre as temperaturas TCH e TR (KJ/kg℃);
mv' é a vazão mássica do vapor formado na combustão e presente no combustível
[(kg/kg) de combustível];
hv' é a entalpia de vaporização da água na entalpia de referencia (kJ/kg).

b) Perdas por Radiação e Convecção

Temos dificuldade de medir as perdas exatas, devido à necessidade de medições com alto nível de complexidade. Adota-se 1 a 4% em função das temperaturas externas e estado geral do isolamento existente.

c) Perdas por Descargas de Nível e Fundo

$$Pp = mp \times cpa (Tp - Ta) \quad (19)$$

Em que:
mp é a vazão de água das descargas de nível e fundo [(kg/kg) de combustível];
cpa é o calor especifico da água (KJ/kg℃);
Tp é a temperatura de saturação a pressão de operação da caldeira (℃).

d) Perdas associadas à temperatura das cinzas

$$Ptc = mr \times 1170 \quad (20)$$

Em que:
mr é a massa de cinza obtida pela massa de combustível [(kg/kg) de combustível].

e) Perdas associadas ao combustível não convertido presente nas cinzas

$$Pcc = mc \times 33780 \quad (21)$$

Em que:
mc é a massa de carbono presente nas cinzas [(kg/kg) de combustível].

3.3.1) Análise de gases da combustão

Analisar os gases da combustão é atitude muito estratégica, já que com isto pode-se calcular o rendimento da caldeira.

Os principais resultados da combustão a serem analisados são:
- Oxigênio (O_2);
- Dióxido de Carbono (CO_2).

O excesso de ar é uma função dos teores de CO_2 e O_2 e um exemplo para óleo combustível pode ser mostrado na Figura 3-12.

Facilmente pode-se concluir que quanto maior o excesso de ar, maior será o percentual de oxigênio encontrado nos gases de combustão e menor o percentual de dióxido de carbono.

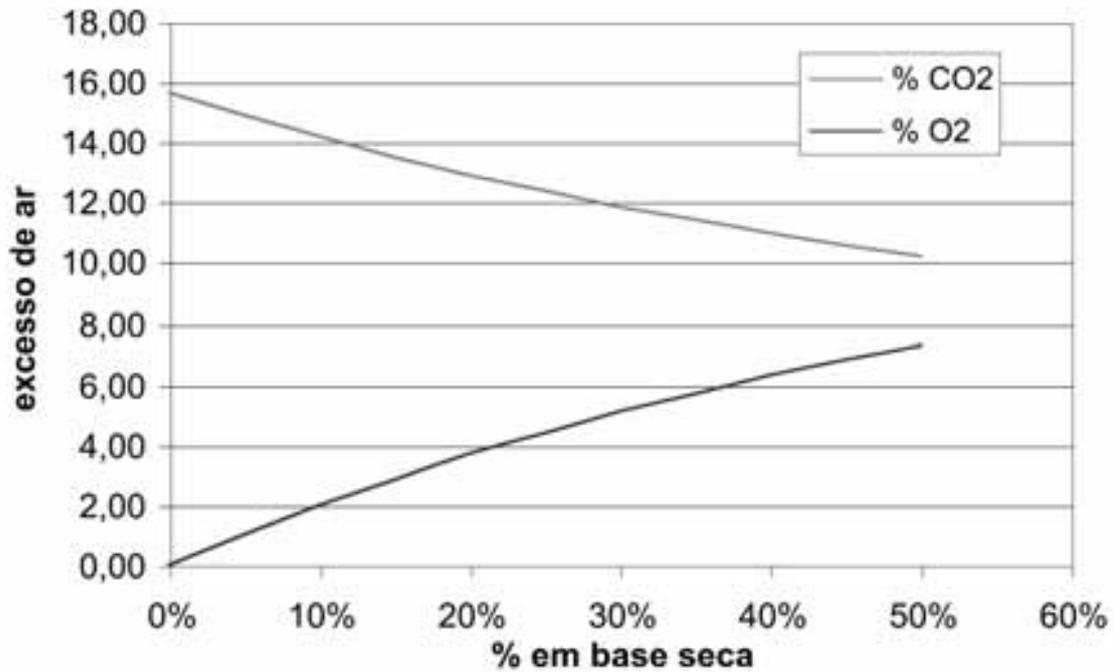



Figura 3-12 Relação entre excesso de ar e teores de O_2 e CO_2 para óleo combustível

Cada combustível possui uma faixa ideal de excesso de ar com os correspondentes teores de O_2 e CO_2. Exemplos podem ser verificados na Tabela 3-4.

A eficiência da caldeira estará reduzindo a medida que o excesso de ar for aumentando juntamente com o teor de oxigênio, como pode-se comprovar verificando na Tabela 3-1.

Tabela 3-4 Parâmetros de combustão

Combustível	**Faixa de excesso de ar**	**CO_2**	**O_2**	**CO**
Óleos pesados	15 a 30%	12 a 14%	3 a 5%	< 50 ppm
Gás natural	10 a 30%	9 a 10,5%	2 a 5%	<30 ppm
GLP	10 a 40%	10 a 13%	2 a 6%	<30 ppm
Lenha (grelha fixa)	55 a 85%	11 a 13%	7,5 a 9,5%	<1000 ppm
Lenha (basculante)	25 a 55%	13 a 16%	4 a 7,5%	<500 ppm
Bagaço (grelha fixa)	40 a 65%	12 a 14%	6 a 8%	<1000 ppm
Bagaço (basculante)	25 a 40%	14 a 16%	4 a 6%	<500 ppm

Fonte: W. BRANCO (2012).

As perdas de energia pelos gases de combustão podem ser calculadas pela formula:

$$\mathbf{P_{gs} = (T_{gas} - T_{amb}) \times [(A1/CO_2) + B]} \quad \mathbf{(22)}$$

Em que:
P_{gs} são as perdas de calor sensível nos gases de combustão;
T_{gas} é a temperatura dos gases de combustão no duto de saída;
T_{amb} é a temperatura do ar de combustão/ambiente;
A1 e B são os fatores característicos do combustível (ver Tabela 3-5);
CO_2 é o teor de CO_2 medido na chaminé.

Tabela 3-5 Fatores A1 e B

Combustível	CO_2 máximo	A1	B
Óleo pesado	15,8%	0,5	0,007
Gás natural	11,8%	0,37	0,009
GLP	14,0%	0,42	0,008

Fonte: W. BRANCO (2012).

As perdas da combustão tem uma ligação direta com o rendimento de combustão da caldeira (PCI). A formula 23 esclarece:

$$\eta = 100 - P_{gs} \quad (23)$$

Em que:
η é o rendimento da caldeira.

3.4) CUSTO DO VAPOR PRODUZIDO

O custo de cada unidade de vapor é muito importante, pois irá nos balizar quanto à viabilidade de implantação dos projetos de eficiência energética. A formula é a seguinte:

$$CV = \frac{Cc \times (CT - Ta)}{PCI \times \eta} \quad (24)$$

Em que:
CV é o custo de produção do vapor (R$/kg);
Cc é o custo do combustível (R$/kg);
CT é o calor total (kcal/kg);
Ta é a temperatura de entrada de água (˚C);
PCI é o poder calorifico inferior (kcal/kg).

Por exemplo, sabendo que a caldeira opera a 10,0 kgf/cm^2 com óleo combustível (PCI = 9590 kcal/kg) ao custo de R$1,20/kg e rendimento da mesma de 85%, calcule o custo do vapor produzido.

$$\text{Custo do vapor} = \frac{1,20 \times (664,1 - 60)}{9590 \times 0,85} = \text{R\$}0,08893/\text{kg} = \textbf{R\$88,93/ton.}$$

Para um regime de trabalho de 7200 horas/ano e produção de 10 ton/h, o custo global é de:

Custo total ano = R$88,93 x 10 x 7200 = **R$6.403.022,75 / ano.**

Como se pode verificar, caso tenha-se uma redução de combustível da ordem de 5 a 10%, os resultados serão expressivos.

Importante ressaltar que no custo do vapor, em função de critério administrativo de cada empresa, devem-se incluir outros itens no custo do vapor:

- Custos do Tratamento Químico;

- Custo de água;

- Custo de soda caustica para neutralizar o material particulado (quando se tem lavador de gases);

- Custo de amortização da aquisição das caldeiras e sistemas auxiliares;

- Custo do pessoal de operação da casa de caldeiras;

- Custo de manutenção e revisões periódicas conforme NR13;

- Custo da energia elétrica utilizada na casa de caldeiras.

3.5) ARRASTE DE ÁGUA EM CALDEIRAS

O arraste consiste de diminutas gotículas de água e espuma, que em determinados momentos são carregadas pelo vapor.

É muito prejudicial para a qualidade do vapor, pois reduz de forma significativa o Titulo, provocando perdas de eficiência em todo o sistema de vapor.

Este fenômeno somente ocorre quando existe uma anormalidade. Entretanto o arraste pode ocorrer caso haja alguma condição favorável:

- Danos nos aparelhos separadores de vapor (tubulões superiores de caldeiras aquatubulares);

- Nível muito alto da água dentro da caldeira;

- Variação brusca de vazão, principalmente com um alto consumo instantâneo;

- Presença de espuma na superfície da água.

A formação de espuma é devida à concentração de produtos químicos, provocando redução da tensão superficial da película de água que envolve as bolhas de vapor em geração. As causas da formação da espuma são:

- Excessiva quantidade de Sólidos Totais Dissolvidos (STD);

- Excessiva alcalinidade caustica;

- Matéria orgânica em suspensão na água tais como óleo, graxas, por exemplo.

Para uma verificação nas instalações, é importante se analisar com freqüência o condensado, pois se nesta análise quimica for encontrada sais minerais, se comprovará a ocorrência de arraste.

3.6) DISTRIBUIDORES DE VAPOR

O distribuidor de vapor ou barrilete é um dispositivo para se interligar as tubulações da saída de vapor das caldeiras, e as diversas tubulações para as áreas de utilização.

As vantagens de sua utilização são as seguintes:

- Captam eventuais arrastes das caldeiras;

- Liberam vapor somente para as áreas que se encontram utilizando vapor, evitando o aquecimento e consumo desnecessário nas instalações.

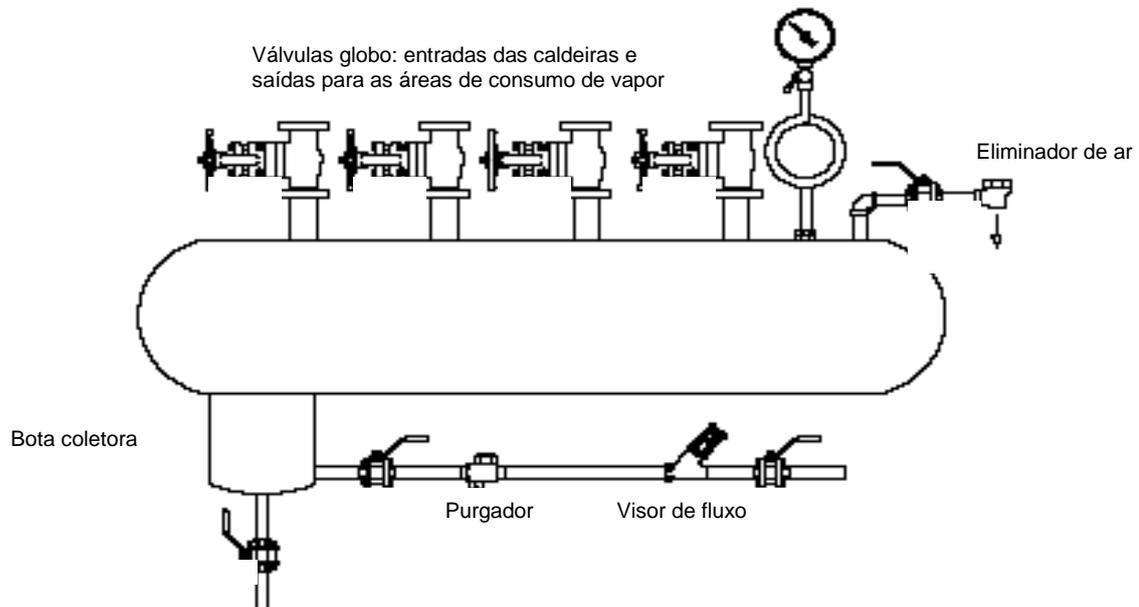



Figura 3-12 Distribuidor de vapor

3.7) BIBLIOGRAFIA

BIZZO, W. A. Geradores de Vapor. Disponivel em: www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP4.pdf. Acesso em: 28/08/12.

BRANCO, W. Eficiência em Processos de Combustão a Gás. 2012. Disponível em: www.gasescombustiveis.com.br/encontroglp/PALESTRAS/WAGNER_BRANCO/EFICIENCIA_PROC_COMBUSTAO_GAS_WAGNER_BRANCO.pdf Acesso em: 28/08/12.

CBC. Manual e operação e manutenção caldeiras modelo VU-60. Jundiaí. 1986.

DOE NATIONAL LABORATORY. Steam System Opportunity Assessment for the Pulp and Paper, Chemical Manufacturing, and Petroleum Refining Industries – Appendices. U. S. Department Energy. Washington. 2002.

GANAPATHY, V. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. 1 ed. New York: Marcel Dekker, Inc., 2003.

HADDAD, J., SANTOS A. H. M., NOGUEIRA L. A. H. Conservação de Energia – Eficiência Energética de Instalações e Equipamentos. 2ª Edição. Editora da EFEI. Eletrobrás/Procel. Itajubá. 2001.

LAWRENCE BERKELEY N. L. Improving Steam System Performance – A sourcebook for industry. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

NOGUEIRA, L. A. H. Eficiência Energética no Uso de Vapor. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

NOGUEIRA, L. A. H., ROCHA, C. A., NOGUEIRA F. J. H. Manual Prático Procel. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

OLAND C. B. Guide to Combined Heat and Power Systems for Boilers Owners and Operators. 1 ed. Tennessee: Oak Ridge, 2004.

SPIRAX SARCO. Apostila de Distribuição de Vapor. Cotia, 1995.

SPIRAX SARCO. Bottom Blowdown. Spirax Sarco Limited. 2005.

SPIRAX SARCO. Miscellaneous Boiler Types, Economisers and Superheaters. Spirax Sarco Limited. 2005.

SPIRAX SARCO. The feedtank and feedwater condictioning. Spirax Sarco Limited. 2005.

SPIRAX SARCO. Water-tube Boilers. Spirax Sarco Limited. 2005.

3.8) FONTES DAS FIGURAS

- 3.1: Lawrence Berkeley.

- 3.2 e 3.9: Bizzo, Waldir A.

- 3-3, 3-4, 3-5, 3-6, 3-7, 3-8, 3-11 e 3-12: Spirax Sarco.

- 3-10: Termografia realizada pelo autor.

4 – DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR

A distribuição de vapor é constituída pelas tubulações e acessórios que conduzem o vapor da saída das caldeiras até os pontos de consumo.

4.1) TUBULAÇÕES

As tubulações de vapor devem estar montadas o mais nivelado possível, para se evitar o acumulo de condensado nas mesmas. Caso seja possível, deve-se prever uma inclinação no sentido do fluxo.

Estas tubulações devem ser instaladas na parte superior das instalações. Deve-se evitar a utilização de canaletas, somente utilizando este recurso em casos excepcionais.

Para mudança de direção devem-se utilizar curvas de raio longo 90°, se evitando "tubulações em ângulo". Estas tubulações apresentam variações de temperatura, devendo ser previsto sua dilatação.

As tomadas para ramais ou equipamentos, devem ser realizadas **"**por cima**"**, evitando assim a presença de condensado. Na Figura 4-1 abaixo é evidenciado esta necessidade.

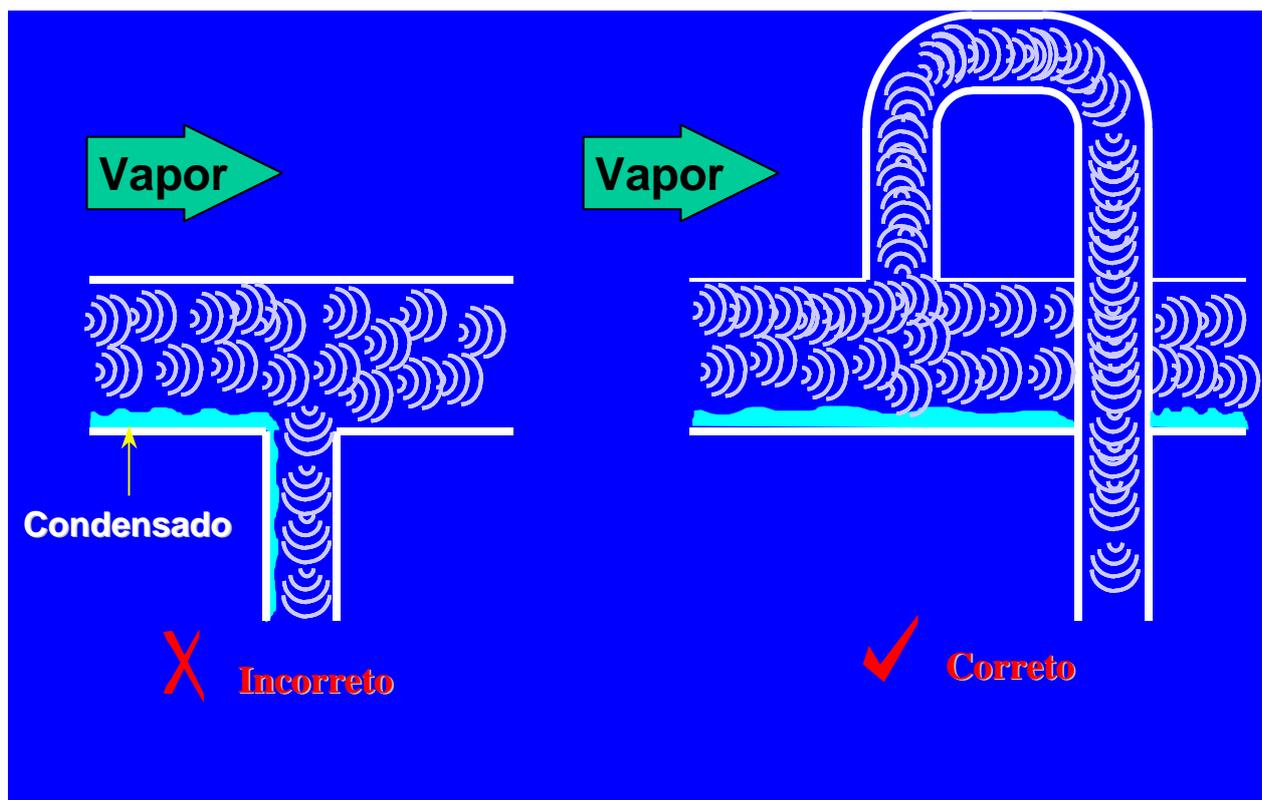



Figura 4-1 Tomadas e ramais de sistemas de vapor

4.2) CONDENSAÇÃO

O vapor, ao manter contato com as superfícies das tubulações de distribuição, passa a ceder parte de seu calor latente, isto é, passa por um processo de **condensação**, em função do diferencial de temperatura existente. Esse processo é exatamente o inverso do que ocorre na caldeira.

Na Figura 4-2 é mostrado um recipiente contendo um determinado produto que se deseja aquecer através de uma serpentina. O vapor, ao circular pela serpentina, cede seu calor latente ao produto.

O condensado formado proveniente dessa troca térmica flui para a parte inferior da serpentina, devendo ser drenado. Se o vapor se condensa numa velocidade superior à da drenagem, ou se a vazão de vapor na entrada da serpentina for maior que a vazão de descarga, haverá acúmulo de condensado.

Esse efeito é chamado de alagamento. Esse condensado, a princípio, se encontra à mesma temperatura do vapor, o que não representa dizer que esteja com a mesma quantidade de calor.

Por esse motivo, a presença de condensado reduz sensivelmente a eficiência de troca térmica da serpentina, pois, o condensado, ao ceder calor, assume temperaturas cada vez menores, fazendo diminuir a temperatura das superfícies de troca e reduzindo o fluxo de calor.

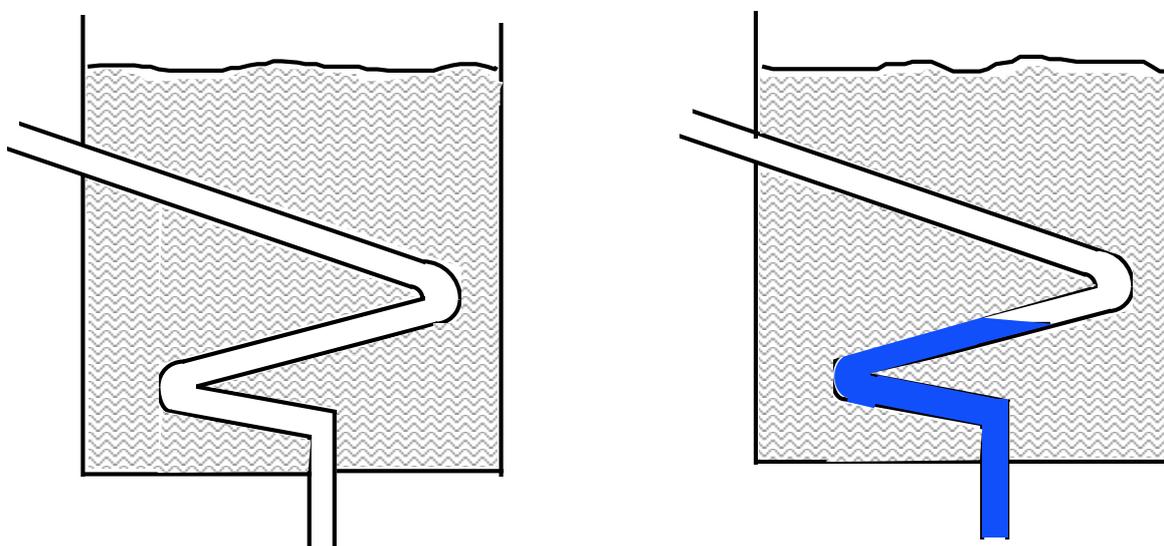



Figura 4-2 Condensação devido a troca térmica

Dependendo do processo, existe a possibilidade do aproveitamento do calor cedido pelo condensado (calor sensível). Porém, na grande maioria dos casos, é desejável que a eficiência da troca térmica seja a melhor possível, somente ocorrendo com o calor latente cedido pelo vapor. Devido a este fato, torna-se uma prioridade se retirar o condensado formado da área de troca térmica.

A área externa da serpentina que mantém contato com o produto é chamada de superfície de aquecimento. Para que ocorra a melhor eficiência do sistema, é desejável que toda essa área seja efetivamente utilizada para a transferência do calor.

Caso parte da serpentina esteja preenchida com condensado, fica claro que essa transferência não se dará da forma esperada. A área disponível para transferência de calor é um dos três fatores com o qual se controla a quantidade de calor transferida do vapor ao produto.

Outro fator de influência na transferência de calor é o diferencial de temperatura entre o vapor e o produto a ser aquecido.

O terceiro fator é o coeficiente de transferência de calor, próprio dos materiais e das condições em que se encontram.

4.3) DRENAGENS DE CONDENSADO

Imagine o que ocorre no momento em que o vapor entra no sistema desde a caldeira e encontra as superfícies das tubulações de distribuição e os equipamentos frios.

Haverá um diferencial de temperatura elevado entre o vapor e as paredes metálicas, acarretando uma grande velocidade na transferência de calor. Nesta condição, o consumo de vapor será alto, pois, a condensação se dará de forma muito rápida.

À medida que o diferencial de temperatura vai diminuindo, menor será a quantidade de condensado formada, sendo também menor o consumo de vapor. No momento em que as temperaturas do vapor e das superfícies metálicas se equilibrarem, a taxa de condensação será mínima e o consumo de vapor se manterá estável.

Os dois valores extremos de quantidade de condensado formado são chamados de condensação de partida e condensação em regime, respectivamente.

4.3.1) Condensação em tubulações de vapor

A condensação ao longo das tubulações ocorrerá sempre, pois é a consequência do fluxo de calor que existe entre o vapor e as tubulações. E por consequência o fluxo das tubulações com o meio ambiente.

Para efeito de quantificação desta condensação pode-se utilizar a formula 25:

$$C = \frac{60 \times Pt \times (T_V - Ta) \times c}{CL \times t} \qquad (25)$$

Em que:
C é a vazão de condensado (kg/h);
Pt é o peso da tubulação e acessórios (kg);
T_V é a temperatura do vapor (˚C);
Ta é a Temperatura ambiente (˚C);
c é o calor especifico do material da tubulação (kJ/kg ˚C);
CL é o calor latente do vapor (KJ/kg);
T é o tempo (min).

Toma-se como exemplo, uma tubulação de 120 metros de comprimento de 4” (DN 100) de aço carbono operando com vapor a 10,0 bar manométrico (temperatura de saturação de 184,1˚C) e temperatura ambiente de 20˚C. Calcule a condensação em 20 minutos de pressurização.

Inicialmente verifica-se nas tabelas de vapor saturado o valor do calor latente do vapor.

Pela tabela que se encontra no Anexo 1 tem-se o calor latente de 478,3 kcal/kg.

Pela tabela que se encontra no Anexo 2 tem-se que a pressão é absoluta. Ou seja, devem-se verificar os valores a 11,0 bar absoluto. Encontra-se:

- Entalpia especifica do vapor (calor total) = 2.780,7 kJ/kg;
- Entalpia especifica do liquido (calor sensível) = 781,2 kJ/kg.

Com isto, o calor latente (entalpia especifica de evaporação) é igual a:
2.780,7 – 781,2 = 1.999,5 kJ/kg./ 4,186 kJ/kcal = 477,7 kcal/kg.

O peso da tubulação pode ser obtido na tabela 4-1.

O peso total da mesma é de: 120 m x 16,1 kg/m = 1.932 kg.

Tabela 4-1 Peso de tubulações, flanges e válvulas

Φ Tubo	Tubo Sch. 40	Massa dos flanges por par			Válvula
mm	Kg / m	PN40	ANSI 150	ANSI 300	Flangeada PN40
15	1,3	1,7	1,8	2	4
20	1,7	2,3	2,2	3	5
25	2,5	2,6	2,4	4	6
32	3,4	4,0	3,0	6	8
40	4,1	5,0	4,0	8	11
50	5,4	6,0	6,0	9	14
65	8,6	9,0	8,0	12	19
80	11,3	11,0	11,0	15	16
100	16,1	16,0	16,0	23	44
150	28,2	28,0	26,0	32	88

Já o calor especifico do aço carbono pode-se adotar 0,49 kJ/kg ˚C.

A condensação é igual a:

$$C = \frac{60 \times 1.932 \times (184,1 - 20) \times 0,49}{1.999,5 \times 20} = 233,1 \text{ kg/h.}$$

O valor acima calculado é para uma tubulação sem isolamento térmico.

Na prática pode-se considerar a condensação com um isolamento térmico com 80% de eficiência e temperatura ambiente de 20˚C, das tabelas dos Anexos 6 e 7 respectivamente como sendo:
- Na partida (50 metros): 29,0 kg/h;
- Em regime (50 metros): 17,0 kg/h.

Para comparar com o exemplo acima, multiplicando por 2,4 para os 120 metros adotados, tem-se:
- Na partida (50 metros): 69,6 kg/h;
- Em regime (50 metros): 40,8 kg/h.

4.3.2) Pontos de acumulo de condensado

O condensado se acumula nas partes baixas das tubulações de vapor. Devido a isto, deve-se prever realizar uma correta drenagem nestes pontos. Além disto, recomenda-se drenar as tubulações de vapor nas seguintes situações:

- Trechos retos de tubulações de vapor, a cada 30/40 metros;

- Pontos baixos, ou seja, toda vez que tivermos uma mudança de nível ascendente (tubulação subindo);

- Finais de rede de vapor.

4.3.2.1) Válvulas de bloqueio

Atenção especial deve ser a drenagem a montante de válvulas de bloqueio em sistemas de vapor. Repare que quando se fecha uma válvula, forma-se condensado antes da mesma.

Recomenda-se inclusive a instalação de um by pass de menor diâmetro para abertura antes da válvula principal. Com isto, se preserva a mesma facilitando a sua abertura como pode ser verificado na Figura 4-3.

Um fenômeno muito comum em tubulações de vapor é a ocorrência de golpes de aríete. Os mesmos soam como estalos, como se alguém batesse com um martelo na tubulação.

O motivo destes golpes é a diferença de densidade do vapor e da água. Devido a isto, a água (como qualquer liquido) deve escoar a velocidades de no máximo 3,0 m/s. Já o vapor deve escoar a uma velocidade muito maior como verá adiante.

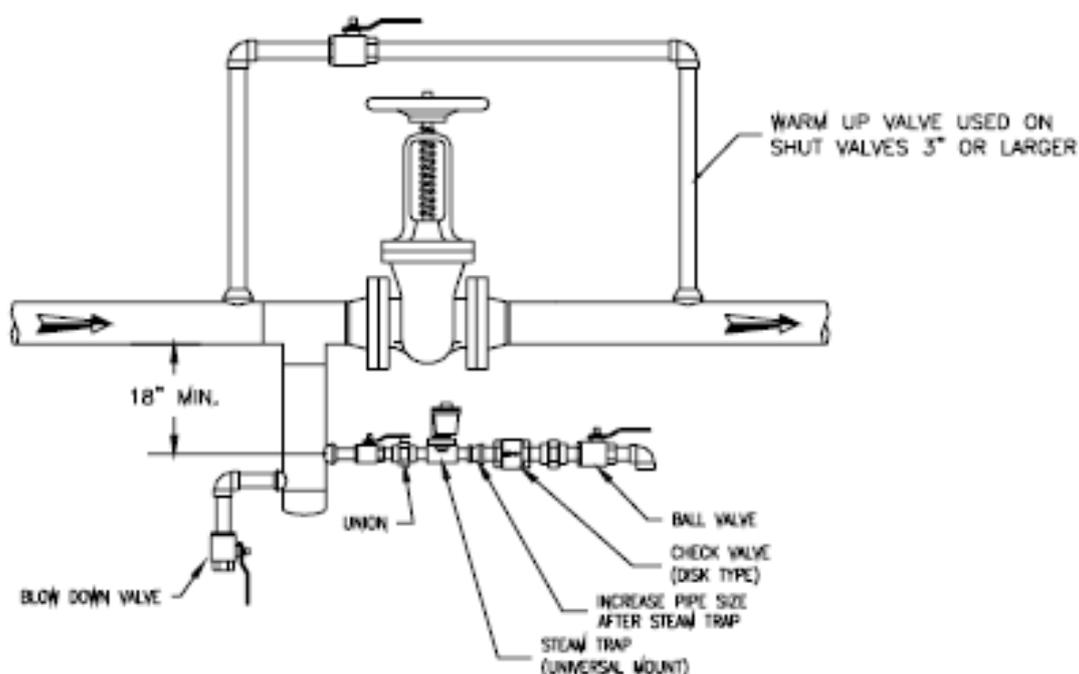



Figura 4-3 By pass em válvula de bloqueio

Daí a recomendação de abrir as válvulas de vapor com o máximo de cuidado, principalmente no inicio de operação do sistema. A tubulação está na temperatura ambiente, e a condensação é muito alta neste momento. Com isto, devem-se abrir drenos manuais para a retirada deste condensado inicial, até a tubulação se aqueça e alcance a pressão de trabalho.

4.3.2.2) Reduções

As reduções são utilizadas para a redução (ou ampliação) do diâmetro das tubulações.

As mesmas podem ser rosqueadas e/ou soldadas. Em aplicações de sistemas de vapor estas reduções devem ser excêntricas, e não concêntricas, com a parte reta alinhada com a tubulação evitando acumulo de condensado, conforme mostrado nas Figuras 4-4 e 4-5.

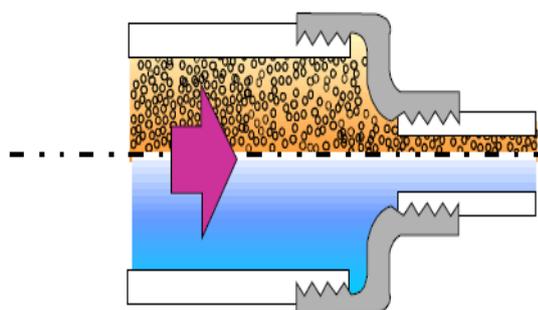
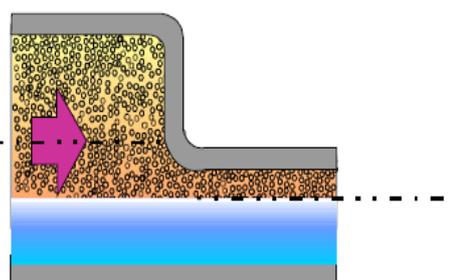



Figura 4-4 Redução concêntrica **Figura 4-5** Redução excêntrica

4.3.2.3) Filtro Y

Para os filtros tipo Y é recomendado que os mesmos sejam montados inclinados, evitando acumulo de condensado, conforme as Figuras 4-6 e 4-7.

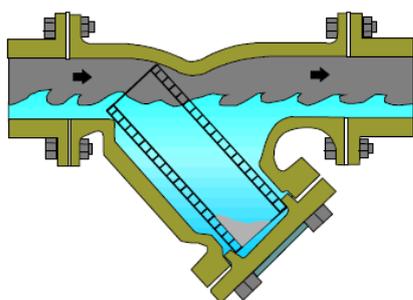



Figura 4-6 Filtro Y com acumulo de condensado **Figura 4-7** Filtro Y inclinado

4.3.3) Botas Coletoras (Acumuladores de condensado)

A condensação em tubulações faz com que a água fique na parte de baixo da tubulação. Devem-se prever a instalação de botas coletoras, também chamadas de acumuladores de condensado, para se evitar golpes de aríete e queda no Título do vapor. Esta redução no Título ocorre devido ao contato do vapor com a água condensada.

Ocorre que caso se instale tubulações de pequeno diâmetro para a drenagem, a eficiência na retirada desta água será muito pequena, como mostrado na Figura 4-8.

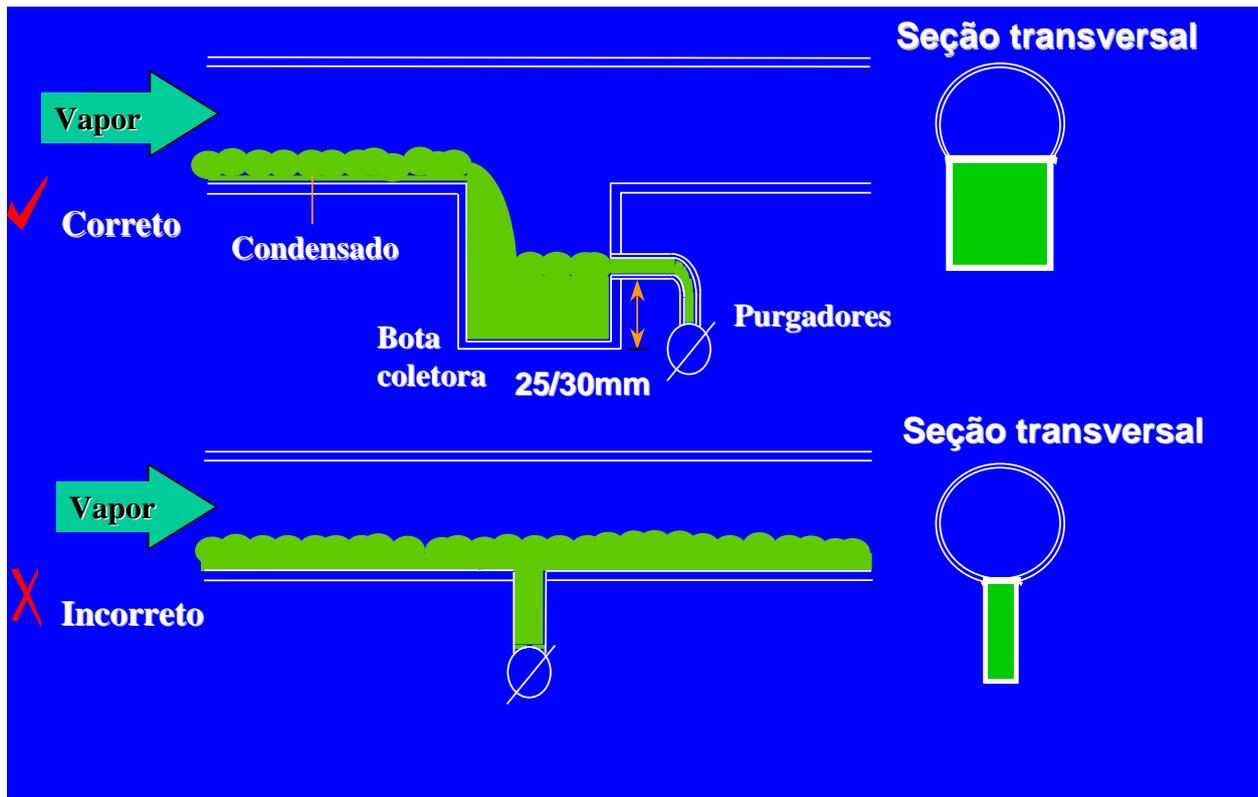



Figura 4-8 Necessidade de botas coletoras para drenagem

A solução é a adoção das chamadas botas coletoras, que consistem de um pote coletor do condensado formado, como é visto na Figura 4-8.

As dimensões recomendadas para as botas coletoras podem ser verificadas na Tabela 4-2.

Tabela 4-2 Dimensões das botas coletoras e conexões

Diâmetros			
Linha	Diâmetro da bota coletora	Saída para purgador	Dreno
2”	2”	½”	¾”
3” a 8”	= diâmetro da linha	½”	1.1/2”
10” a 14”	8”	½”	1.1/2”
16” a 18”	10”	½”	3”
20” a 36”	12”	½”	3”

Fonte: Norma N-0116 Petrobrás

Importante ressaltar que a conexão de saída para os purgadores, sistemas automático de descarga como se verá a seguir, deve ser pelo lado e nunca por baixo das botas coletoras. O motivo é que as sujidades e impurezas ficarão na parte inferior da bota coletora. Na Figura 4-9 verifica-se este detalhe.

Caso contrário, com a saída para o purgador por baixo, toda e qualquer impureza irá para o mesmo, provocando baixa vida útil ou entupimentos.

O dreno na parte inferior deve ser periodicamente drenado para eliminação destas impurezas.

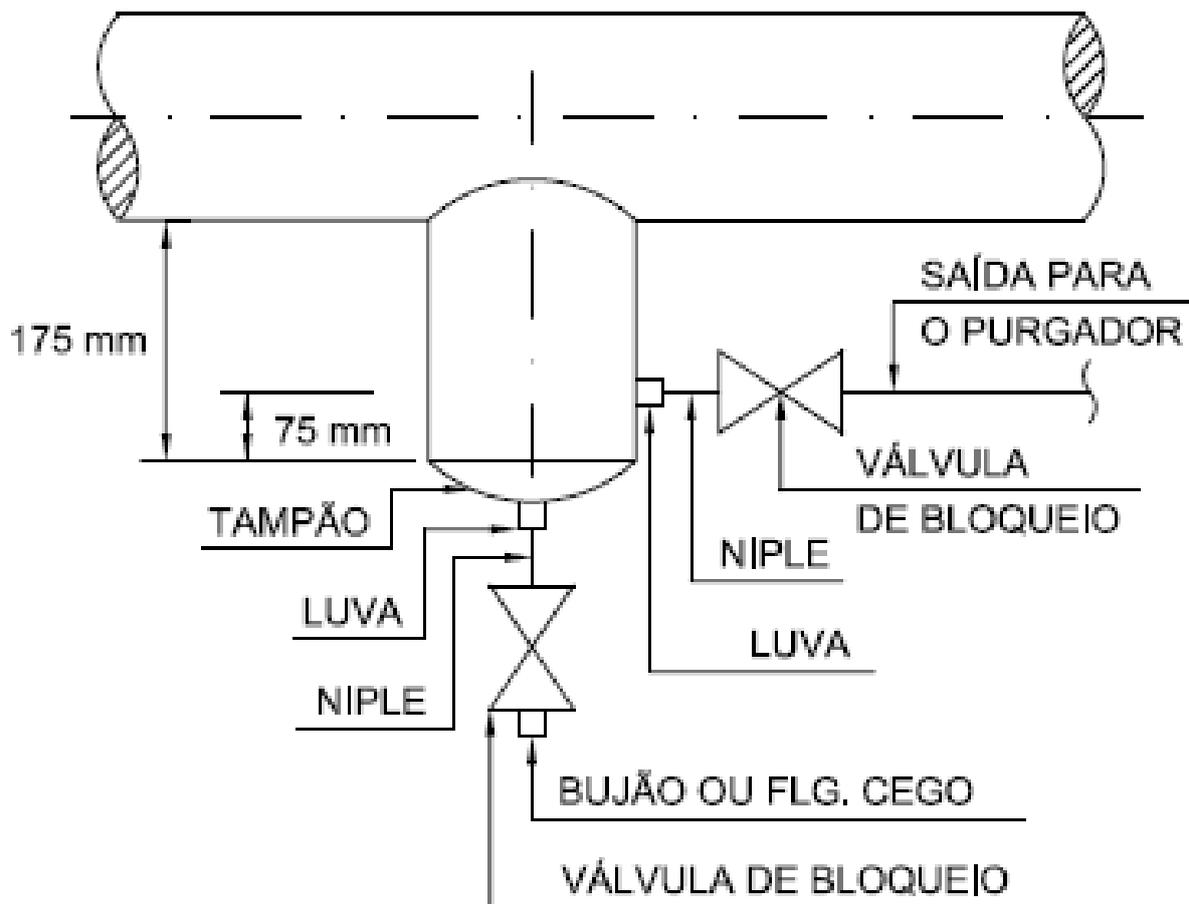



Figura 4-9 Detalhe da bota coletora

4.4) PURGADORES

Somente através da aplicação de válvulas automáticas se consegue garantir a descarga do condensado sem perda de vapor. Isso porque essas válvulas reagem, abrindo ou fechando, em função da presença de condensado.

Válvulas assim são chamadas de purgadores e sua função é drenar condensado sem perder vapor.

Existem vários tipos de purgadores, cada qual com suas características próprias de funcionamento, que definem sua aplicação ideal. Se as condições de operação de todos os pontos de aplicação fossem as mesmas, existiria um único tipo de purgador para atendê-las. Porém, na prática, isso não ocorre. Portanto, não existe um purgador universal, que se aplique em qualquer condição de processo.

4.4.1) Tipos

Para selecionar corretamente um purgador, devem-se conhecer os vários tipos existentes e observar as vantagens que se pode obter em cada um deles para cada caso.

Uma drenagem mal dimensionada ou projetada pode acarretar sérios problemas, com baixa produtividade do sistema, sem falar nos riscos operacionais.

Além do condensado, deve-se levar em consideração também o efeito nocivo do ar em sistemas de vapor. Nem todos os purgadores possuem dispositivos de eliminação de ar.

a) Purgadores de Bóia

O condensado chega ao corpo do purgador através do orifício e, à medida que o nível da água vai aumentando, a bóia se eleva. Como a alavanca interliga a bóia ao obturador, essa elevação desloca o mesmo, afastando-o da sede, permitindo o fluxo de condensado.

Percebe-se que, ao variar o nível da água, irá variar a abertura, permitindo a drenagem do condensado de forma contínua, independente das condições de vazão do processo.

Na ausência do condensado, a bóia voltará à posição inferior e o obturador se assentará contra a sede, bloqueando o fluxo.

O purgador de bóia mostrado na Figura 4-10 é dotado de um elemento eliminador de ar (item da cor vermelha) idêntico ao elemento termostático de um purgador de pressão balanceada.

Na presença do ar, com o purgador frio, o elemento encontra-se retraído, permitindo o fluxo pelo orifício. Com a chegada do condensado quente, o elemento se expande, levando a esfera contra o orifício, bloqueando a passagem.

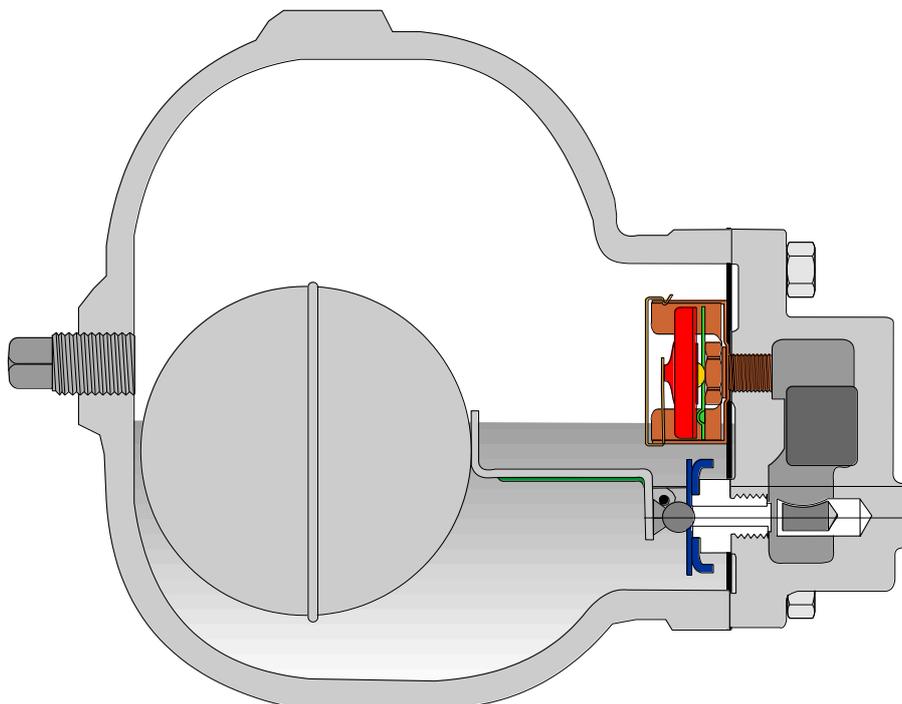



Figura 4-10 Purgador de boia

Outro dispositivo que pode ser incorporado aos purgadores de bóia e alavanca é uma válvula tipo agulha, conforme mostrado na figura 4-11.

Essa válvula funciona como "eliminador de vapor preso", fato que ocorre em alguns processos.

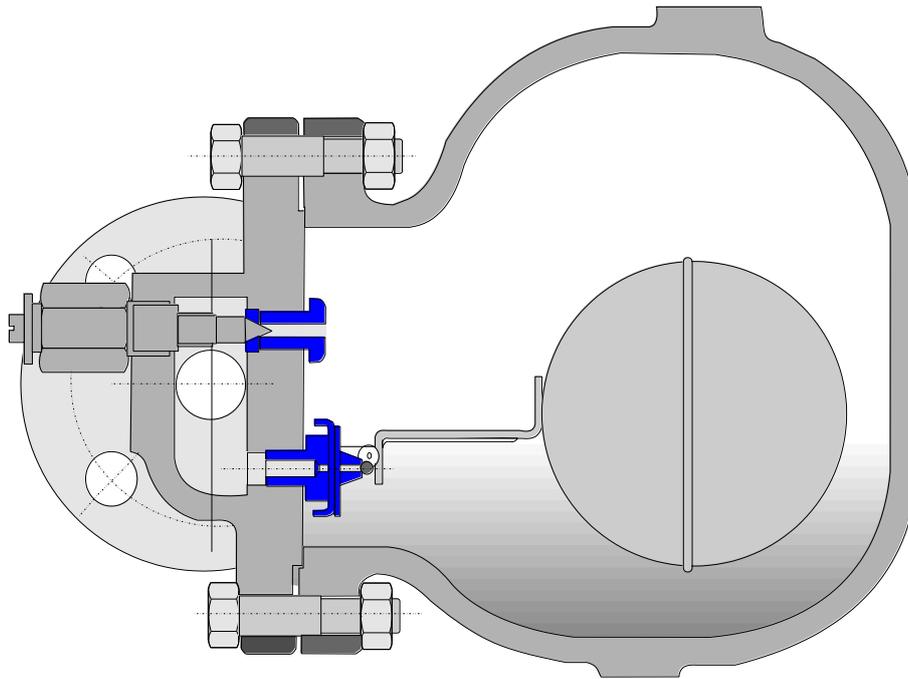



Figura 4-11 Purgador de boia com válvula de agulha

Quanto o purgador está muito distante do equipamento, ou quando temos o tubo que leva o condensado imerso em vapor ou em substancia aquecida, o purgador ficará bloqueado devido à presença de vapor. Com este dispositivo, se cria uma pequena vazão de vapor, que evita o bloqueio do vapor no purgador auxiliando sua performance na retirada de condensado.

Os modelos apresentados até aqui são de sede simples, isto é, possuem um único orifício de descarga. Existem, porém, os purgadores de bóia e alavanca com sede dupla, conforme a figura 4-12, específicos para atender grandes vazões de condensado.

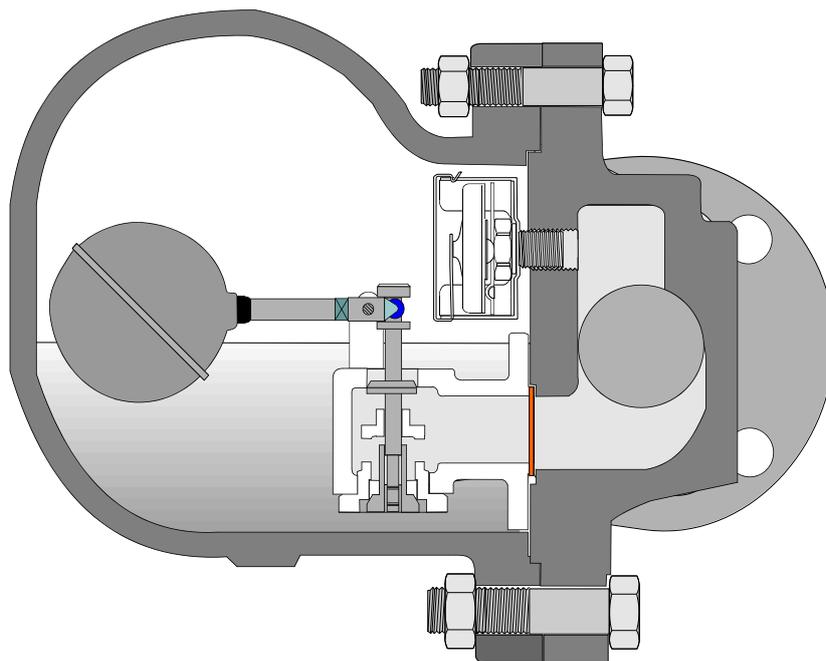



Figura 4-12 Purgador de boia com sede dupla

Existem os purgadores de boia livre. A diferença básica é que não existe neste caso alavanca conectada a bóia. A mesma tem formato esférico e ela própria realiza a vedação em uma sede. Na Figura 4-13 um exemplo deste purgador.

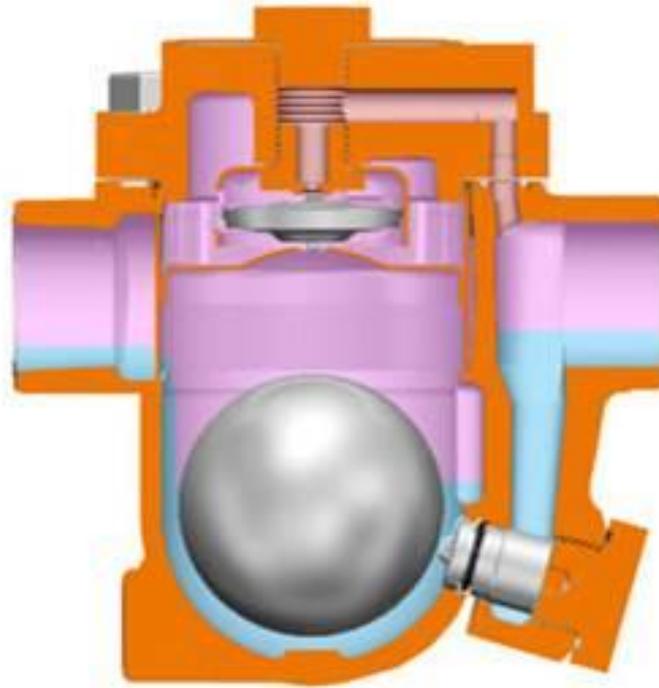



Figura 4-13 Purgador de bóia livre

Suas principais características:

- Deve-se ter especial atenção com a posição de montagem, com bom nivelamento do purgador, pois caso contrário o mesmo não operará bem;

- Proporcionam a descarga contínua do condensado na mesma temperatura do vapor, sendo ideais para aplicações onde haja a necessidade da imediata eliminação do condensado;

- São os únicos que possibilitam a eliminação do vapor preso, desde que dotados da válvula tipo agulha ou dispositivo similar;

- São bons eliminadores de ar, desde que providos com elemento próprio;

- Absorvem muito bem quaisquer variações de pressão e / ou vazão;

- Podem sofrer danos por golpes de aríete e por condensado corrosivo;

- São utilizados principalmente em equipamentos diversos (serpentinas, radiadores, cilindros secadores, tanques encamisados, panelões de cozinha, dentre outros).

b) Purgadores de balde invertido

Os purgadores de balde invertido operam em função da força proporcionada pelo vapor que, ao entrar no balde, o faz flutuar sobre o condensado presente. O funcionamento deste purgador pode ser verificado na figura 4-14.

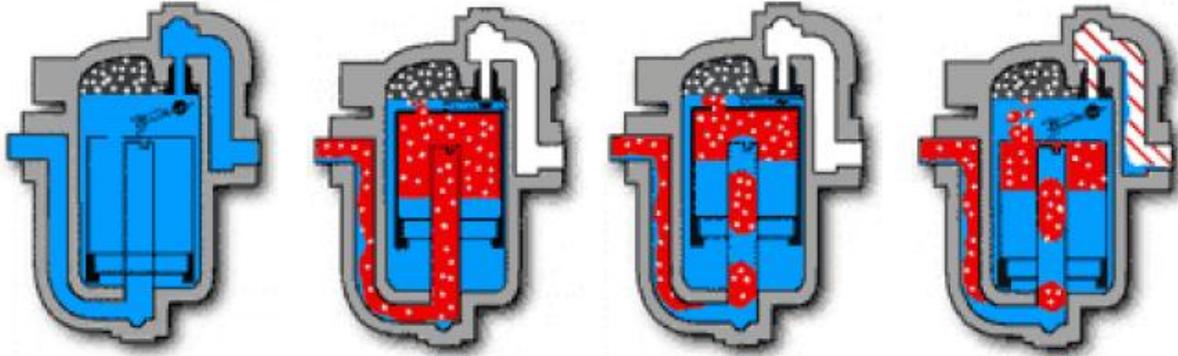



Figura 4-14 Etapas de funcionamento do purgador de balde invertido

No início do processo, o balde encontra-se na posição inferior, mantendo o orifício da sede aberto. O ar é descarregado, passando pelo orifício do balde e fluindo pelo orifício da sede.

O condensado entra pelo orifício, fazendo aumentar o nível de água, tanto no interior como na parte externa do balde. Este permanece na posição inferior, mantendo a sede aberta, permitindo o fluxo de condensado na descarga.

Quando chega o vapor, este eleva o balde, fazendo-o flutuar, fechando a sede através do obturador incorporado a um sistema de alavanca. O vapor contido no balde flui lentamente pelo orifício, ao mesmo tempo em que vai perdendo sua parcela de calor latente, vindo a se condensar.

Se o vapor continuar chegando, o purgador permanecerá fechado. Caso chegue condensado em grande volume, o balde não poderá continuar flutuando, voltando à posição inferior, abrindo a sede e permitindo a descarga.

Suas principais características:

- Atendem altas pressões;

- São muito resistentes a golpes de aríete e a condensado corrosivo;

- Eliminam o ar de forma lenta;

- Necessitam de um selo d’água para operar;

- Necessitam de válvula de retenção na entrada para se evitar a perda do selo d’água, em função de eventuais variações de pressão;

- São utilizados tanto para a drenagem de tubulações como para equipamentos.

c) Purgadores termodinâmicos

São purgadores de construção extremamente simples. A figura 4-15 mostra um modelo típico.

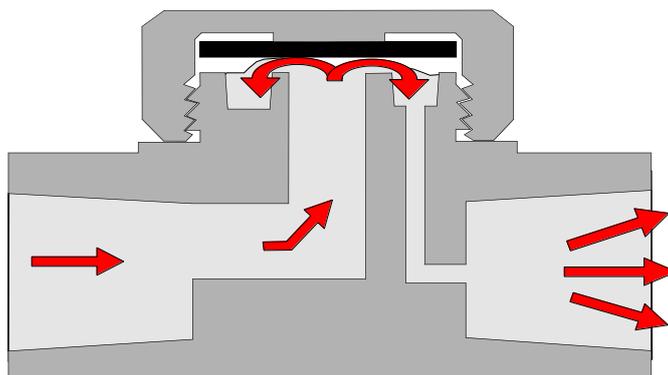



Figura 4-15 Purgador termodinâmico

O purgador se divide em três partes básicas, sendo elas: corpo, tampa e disco, sendo esta última sua única parte móvel. O assento do disco sobre a sede se dá através dos ressaltos formados pelo canal localizado na cabeça do corpo do purgador.

As faces de assentamento e o disco são planos, para garantir o perfeito fechamento do purgador, isolando os orifícios de entrada e saída.

No início do processo, ar e condensado frio alcançam o purgador passando pelo orifício central. O disco se desloca para cima até apoiar-se no ressalto localizado na tampa, permitindo o fluxo pelos orifícios de saída, conforme mostra a figura 4-15.

A temperatura do condensado vai aumentando gradualmente e, ao ser descarregado, possibilita a formação de uma determinada quantidade de vapor de reevaporação (flash). Essa mistura (condensado + vapor flash) continua a fluir pela parte inferior do disco.

Porém, o vapor ocupa um volume muito maior que o condensado, fazendo aumentar a velocidade de saída em função do aumento da temperatura do condensado.

O aumento da velocidade acarreta numa diminuição da pressão estática abaixo do disco, fazendo-o descer, se aproximando dos ressaltos e permitindo a passagem de uma parcela de vapor flash pela lateral do disco até a câmara de controle, conforme mostra a figura 4-16.

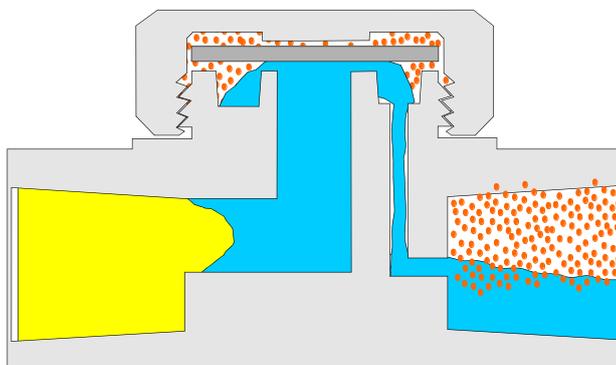



Figura 4-16 Purgador termodinâmico fechando

O vapor flash passa a exercer uma pressão estática sobre toda a superfície do disco, sendo esta pressão suficiente para vencer a pressão exercida pelo fluído na entrada. Nesse momento, o disco se apóia definitivamente sobre os assentos, não permitindo o fluxo na descarga, conforme mostra a figura 4-17.

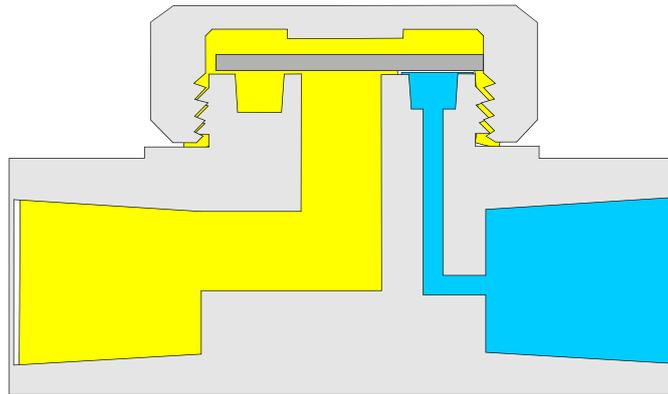



Figura 4-17 Purgador termodinâmico fechado

O disco permanece fechado até que ocorra a condensação do vapor flash contido na câmara de controle, devido à transferência de calor para a atmosfera e para o próprio corpo do purgador.

Essa condensação faz diminuir a pressão exercida sobre a parte superior do disco, fazendo com que a pressão exercida pelo condensado retido na entrada possa vencê-la, elevando o disco e permitindo a abertura do purgador.

Os purgadores termodinâmicos podem ser de fluxo simples (um único orifício de saída) ou distribuído (até três orifícios de saída).

A vantagem deste último é a ocorrência de um fluxo simétrico na descarga, evitando-se o desgaste desigual das superfícies de assentamento. Por sua vez, o disco possui em uma das faces uma ou mais ranhuras, que servem para romper as linhas de fluxo para as bordas do disco, retardando seu fechamento até que o condensado atinja uma temperatura bem próxima da do vapor. Sua montagem deve ser feita com essas ranhuras voltadas contra a superfície de assentamento.

Suas principais características:

- Não necessitam de ajustes em função das variações de pressão;

- São muito compactos e possuem grandes capacidades de descarga em comparação ao seu tamanho;

- Admitem altas pressões;

- Não sofrem danos por golpes de aríete;

- São altamente resistentes a condensado corrosivo;

- São de fácil manutenção;

- Podem operar em qualquer posição (preferencialmente na horizontal, em função do desgaste do disco);

- Não admitem contrapressões ou pressões diferenciais baixas;

- Eliminam o ar, desde que a pressão no início do processo se eleve lentamente;

- Descarregam o condensado de forma intermitente (por jatos);

- Não atendem bem grandes variações de pressão e vazão de condensado.

d) Purgadores termostáticos de pressão balanceada

Os purgadores termostáticos de pressão balanceada são caracterizados por possuírem um elemento termostático, conforme a figura 4-18.

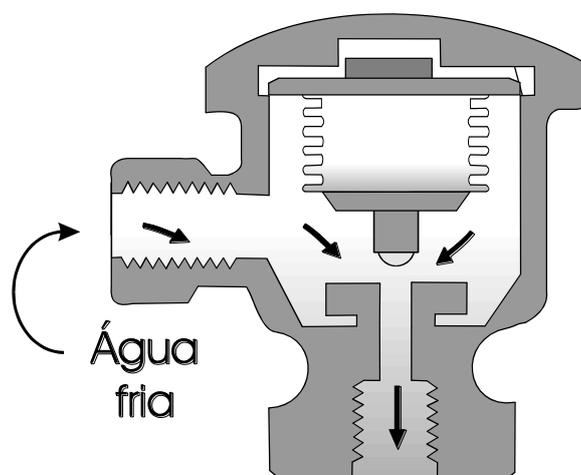



Figura 4-18 Purgador de pressão balanceada

O elemento termostático é uma cápsula preenchida com uma mistura à base de álcool, que sofre a ação de expansão ou retração em função da temperatura. Na extremidade da cápsula localiza-se a esfera, que age sobre o orifício. O elemento é fixo em sua parte superior, fazendo com que haja livre movimento da esfera no sentido vertical.

No início do processo, o vapor circula pelo sistema empurrando o ar presente, sendo este imediatamente eliminado pelo purgador.

O condensado frio que vem em seguida também é descarregado. O condensado quente que vem à seguir faz com que haja absorção de calor pelo elemento, que será transmitido para a mistura alcoólica.

Pelo fato desta possuir ponto de ebulição abaixo da temperatura de ebulição da água, a mistura entrará em ebulição antes da chegada do vapor, aumentando à pressão interna do elemento, sendo esta maior que a pressão existente no corpo do purgador.

Nesse instante, ocorrerá a expansão do elemento, fazendo com que a esfera se assente sobre o orifício, não permitindo perdas de vapor.

À medida que o condensado contido no corpo se resfria, haverá perda de calor na mistura alcoólica, provocando sua condensação e a diminuição da pressão interna.

Ocorre, então, a retração do elemento, fazendo a esfera se afastar do orifício, promovendo a abertura do purgador e a conseqüente descarga do condensado.

A operação deste purgador não é afetada pela pressão do vapor. A atuação do elemento se dá em função da diferença entre as pressões interna e externa do elemento, resultantes da diferença entre as temperaturas do vapor e do condensado.

Como a temperatura do vapor aumenta com a pressão o elemento termostático se ajusta automaticamente a essas variações. Quanto maior a pressão do vapor, maior é a pressão interna do elemento que provoca o fechamento do purgador, desde que respeitados os limites admissíveis de trabalho.

Suas principais características:

- Descarregam o condensado abaixo da temperatura do vapor, podendo causar alagamentos. Portanto, não são recomendados em processos onde se deseja descarregar o condensado assim que haja sua formação;

- Possuem grandes capacidades de descarga comparadas ao seu tamanho;

- São excelentes eliminadores de ar;

- Ajustam-se automaticamente às variações de pressão do sistema;

- São de fácil manutenção, não sendo necessária a desmontagem do purgador da linha para troca dos internos;

- Podem sofrer avarias por golpes de aríete;

- Podem sofrer ataque pela presença de condensado corrosivo, a não ser que o elemento seja de aço inox;

- Não atendem as condições de operação com vapor superaquecido;

- Devido a este motivo, são muito utilizados como eliminadores de ar.

Elemento termostático: Sem dúvida, é no elemento termostático que reside o fator de durabilidade e eficiência de um purgador de pressão balanceada. O desenvolvimento de elementos cada vez mais resistentes é sempre motivo de preocupação dos projetistas. Os elementos blindados de aço inox são os que oferecem as melhores condições de operação, sendo resistentes a golpes de aríete e à corrosão. Um exemplo pode ser verificado na Figura 4-19.

Figura 4-19 Elemento termostático do purgador de pressão balanceada

e) Purgadores termostáticos bimetálicos

Neste tipo, o movimento de abertura e fechamento é obtido pela deformação de uma lâmina composta de dois metais que, quando aquecidas, sofrem dilatação em proporções diferentes.

A figura 4-20 mostra a deformação de duas placas metálicas de materiais diferentes, quando submetidas a um aquecimento.

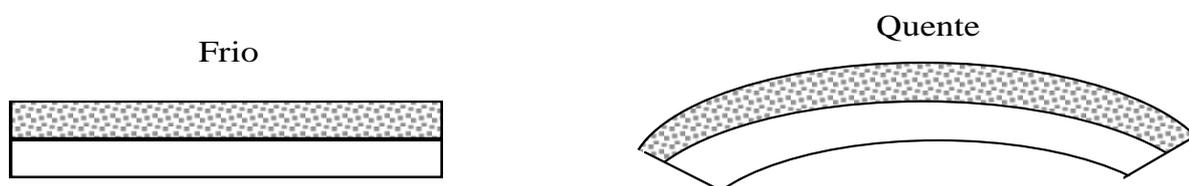



Figura 4-20 Deformação em chapa bimetálica devido ao aumento da temperatura

Ar e condensado fluem livremente no início do processo, até que este atinja temperaturas próximas do vapor.

Neste momento, a placa bimetálica se curvará para baixo, levando o obturador contra o orifício da sede, bloqueando o fluxo.

A abertura só voltará a ocorrer assim que o condensado contido no corpo perca calor de forma suficiente, fazendo a placa bimetálica voltar à sua posição inicial.

A deformação da placa se dá a uma temperatura fixa, independente das condições de pressão e temperatura do vapor. Um exemplo de purgador termostático bimetálico pode ser verificado na figura 4-21.

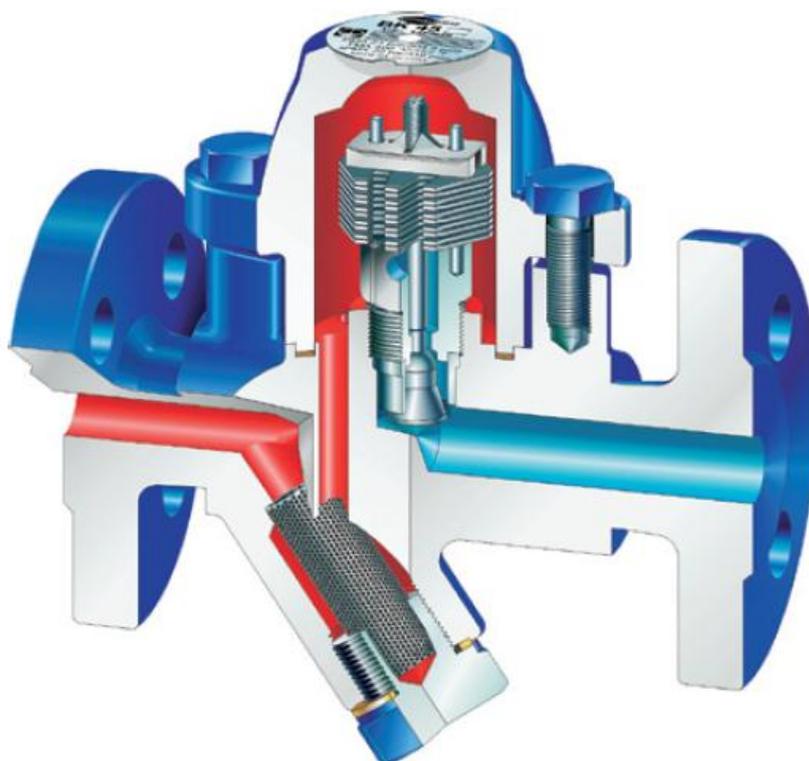



Figura 4-21 Purgador termostático bimetálico

Por outro lado, uma vez fechado, a pressão do vapor exerce uma força sobre o obturador à favor do sentido de fechamento, dificultando sua abertura.

Portanto, para que haja abertura do purgador, o condensado deverá se resfriar consideravelmente. Além disso, a força exercida pelo elemento bimetálico é muito pequena, necessitando, portanto, de uma quantidade maior de placas, implicando numa lentidão na reação diante das variações de temperatura.

Suas principais características:

- Descarregam o condensado abaixo da temperatura de saturação, não sendo viável sua instalação em sistemas onde se necessita uma rápida drenagem do condensado;

- Possuem grandes capacidades de descarga comparados com seu tamanho;

- São excelentes eliminadores de ar;

- São muito resistentes a golpes de aríete;

- Podem ser projetados para resistir a ação de condensado corrosivo;

- Podem trabalhar em altas pressões e com vapor superaquecido;

- O obturador localizado na saída serve como retenção ao fluxo inverso;

- São de fácil manutenção;

- Não respondem rapidamente às variações de pressão;

- São muito utilizados como eliminadores de ar.

4.4.2) Acessórios

Os purgadores devem ser instalados com acessórios, para facilitar sua manutenção e perfeita operação nos sistemas de vapor.

Os principais acessórios para purgadores são os seguintes:

a) Filtros Y

Apesar de diversos tipos de purgadores já possuírem filtros incorporados, é sempre interessante a instalação de filtros antes dos mesmos.

Evitam que sujidades (limalhas, rebarbas, partes metálicas e contaminações) cheguem até aos purgadores, os danificando de forma prematura.

Na figura 4-22 mostra-se um exemplo de filtro Y, também chamado de filtro de linha.

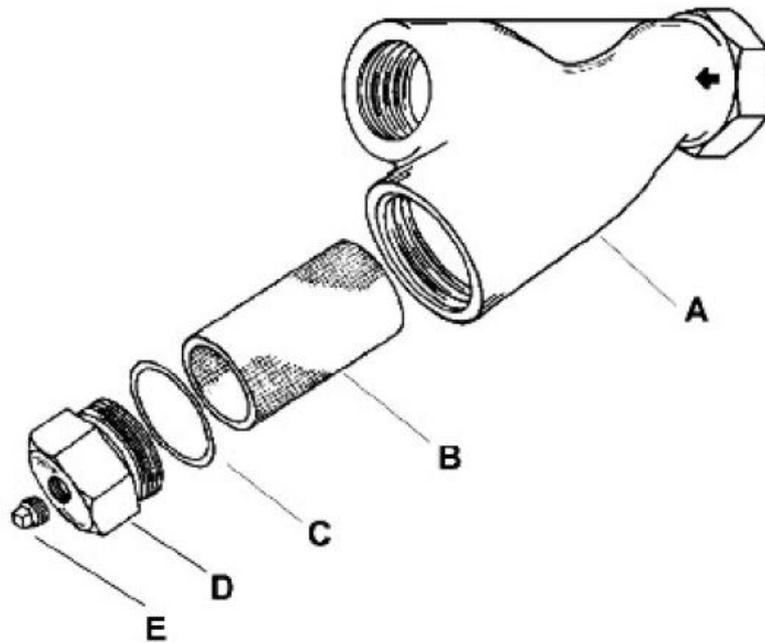



Figura 4-22 Filtro Y

b) Válvulas de retenção

Diversos tipos de purgadores citados acima permitem o contra fluxo de condensado. Exceção para os purgadores termodinâmicos, que devido ao seu projeto, impedem o contra fluxo.

Ou seja, caso a serpentina ou o equipamento que estejam drenando estiver bloqueado (sem pressão de vapor), a pressão da tubulação de retorno de condensado pode provocar um fluxo de condensado contrário, fazendo com que o equipamento seja alagado.

Caso isto ocorra, o inconveniente são os golpes de aríete que podem ocorrer na abertura de vapor para este equipamento, podendo chegar a danificar o mesmo.

A solução é montar após os purgadores as válvulas de retenção, que impedem o retorno de fluxo. Nas figuras 4-23 e 4-24, as válvulas de retenção de disco e pistão, normalmente utilizadas nesta aplicação.

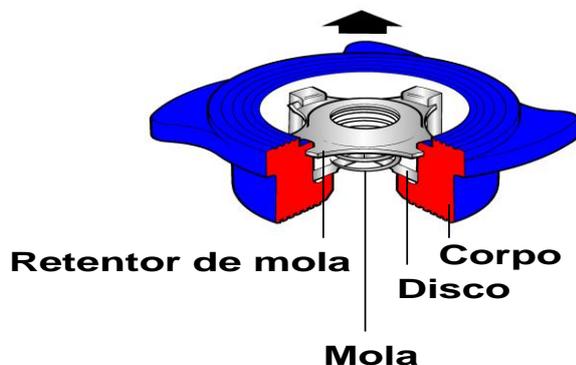



Figura 4-23 Válvula de retenção tipo disco

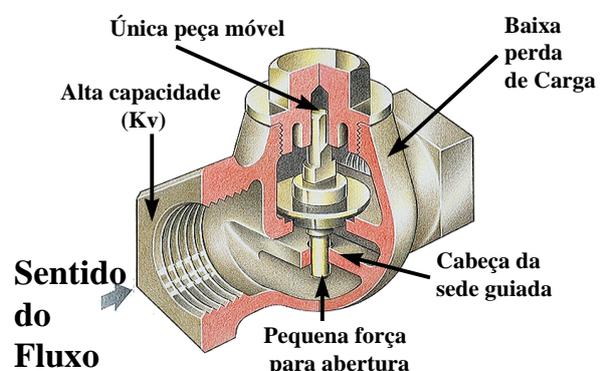



Figura 4-24 Válvula de retenção tipo pistão

c) Visores de fluxo

Um dos métodos utilizados para detectar vazamentos em purgadores é a instalação de visores de fluxo na saída dos mesmos. A figura 4-25 mostra dois tipos de visores (janela simples e janela dupla).

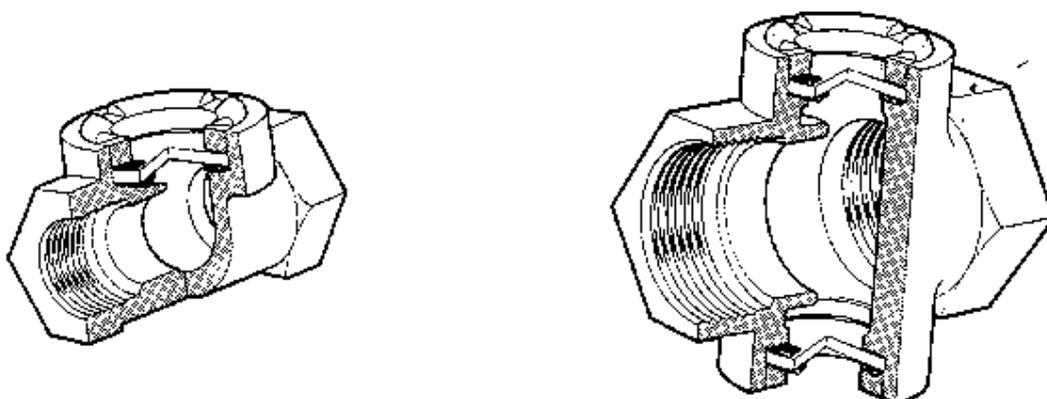



Figura 4-25 Visor janela simples e janela dupla

Através do visor, pode-se verificar se o purgador está descarregando condensado, porém, se estiver ocorrendo perdas de vapor, não há como ter certeza deste fato, pois, o mesmo é um fluído invisível, não permitindo sua visualização.

Existem os visores retentores, que além de atuar como visor funciona também como válvula de retenção, onde a abertura e fechamento promovidos pela esfera indicam o funcionamento satisfatório do purgador. Na figura 4-26 apresenta-se um exemplo.

O vidro fica menos suscetível à ocorrência de depósitos de impurezas que possam dificultar a visualização do fluxo, fato que ocorre com mais freqüência nos visores observados anteriormente.

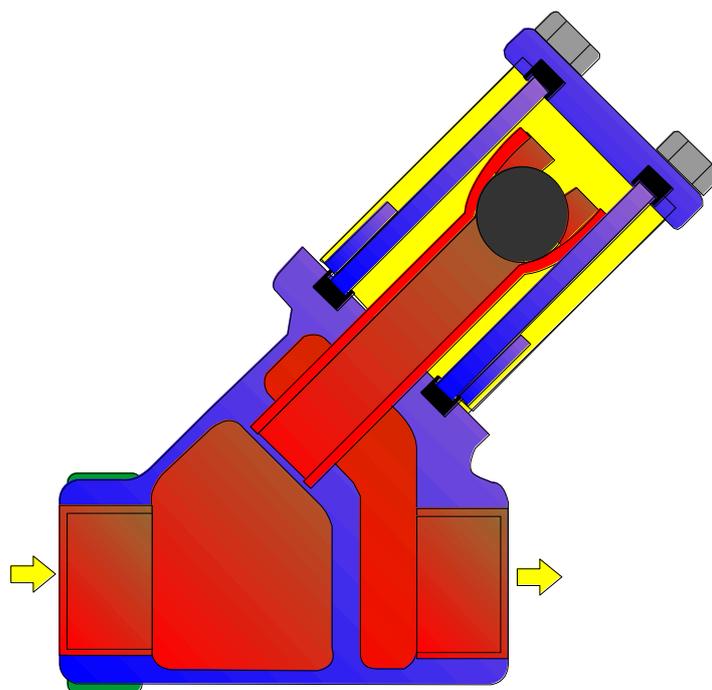



Figura 4-26 Visor retentor

A instalação de visores deve-se dar a uma distância aproximada de 1 metro após o purgador, para minimizar a ação da erosão que possa produzir-se no vidro, causando sua ruptura. Esse fenômeno ocorre, principalmente, na instalação de purgadores de descarga intermitente (tipos: termodinâmico, balde invertido e termostático).

d) Válvulas de Bloqueio

É sempre importante se prever a montagem de purgadores com válvulas de bloqueio, a montante e a jusante dos mesmos.

Com isto, tem-se a condição de realizar a manutenção nos purgadores, limpeza nos filtros e visores, com o sistema em operação. As válvulas mais utilizadas são as de esfera, como a da figura 4-27.

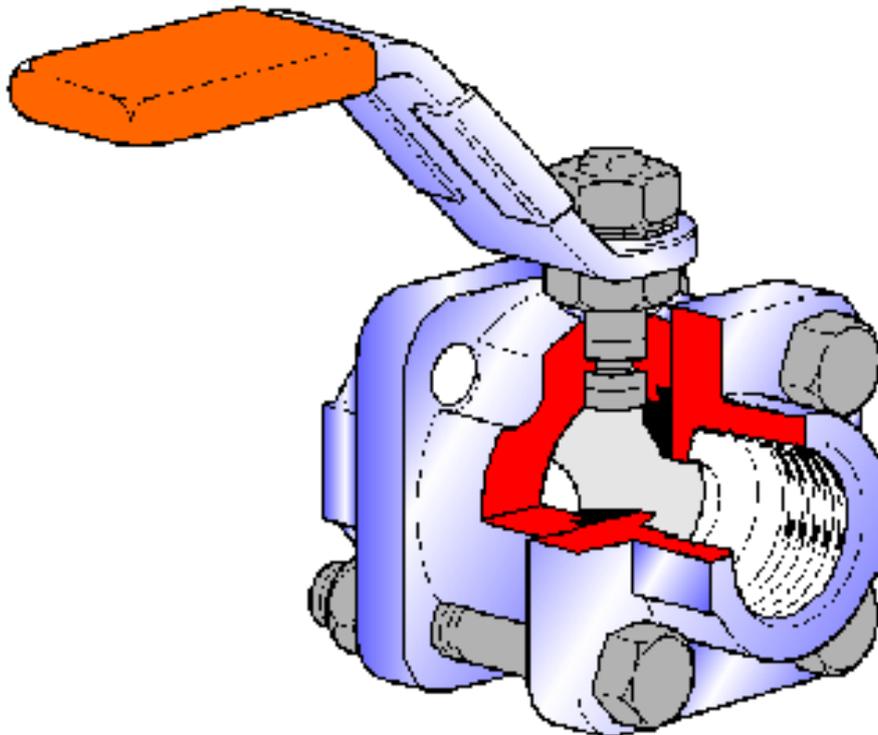
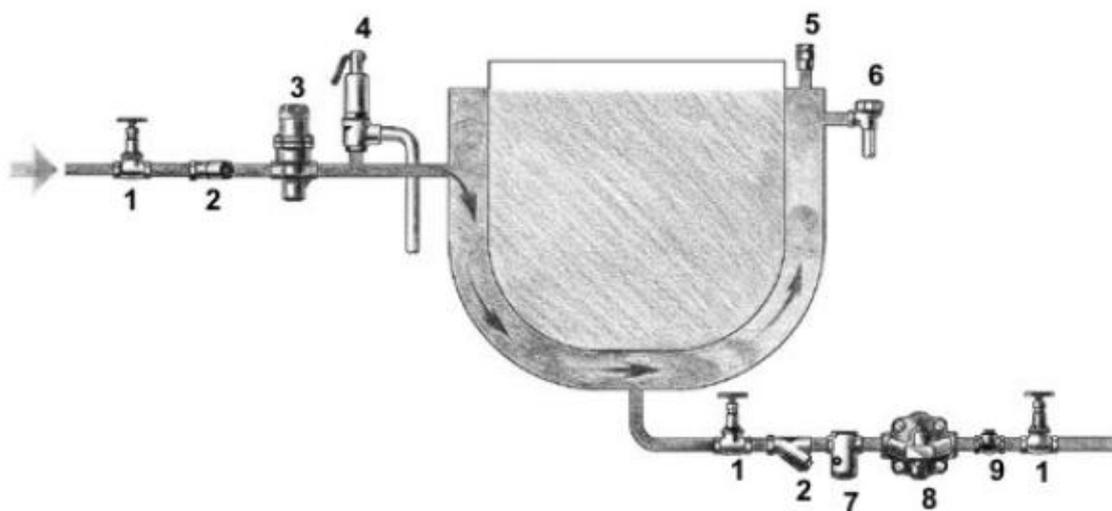



Figura 4-27 Válvula de esfera

Importante ressaltar que é recomendada a montagem de by pass “abertos”.

Os by pass “fechados” são aqueles que ligam as tubulações antes e depois dos purgadores.

Não são recomendados, pois a qualquer falha destas válvulas ocorrerá a pressurização do retorno de condensado. Com diversos purgadores descarregando para uma mesma tubulação, tem-se a dificuldade de localizar a(s) válvula(s) que falharam.

Na figura 4-28 mostram-se os diversos acessórios montados:

Legenda:

1. Válvula de Bloqueio
2. Filtro Y
3. Válvula Redutora
4. Válvula de Segurança
5. Quebra Vácuo
6. Eliminador de Ar
7. Câmara Spiratec
8. Purgador de Bóia
9. Válvula de Retenção

Figura 4-28 Acessórios

Além dos itens já descritos, na Figura 4-28 existem outros acessórios:

- Item 3: Válvula redutora de pressão que será visto no próximo capitulo;

- Item 4: Válvula de segurança que protege o equipamento de elevações de pressão acima de sua PMTA (Pressão Máxima de Trabalho Admissível);

- Item 5: Válvula quebra vácuo que protege o equipamento de formação de vácuo e danos estruturais;

- Item 6: O eliminador de ar é normalmente um purgador de pressão balanceada ou bimetálico.

- Item 7: Menciona uma câmara Spiratec, que é um dispositivo de um fabricante para detecção de vazamentos em purgadores.

4.4.3) Seleção

A seleção de purgadores deve levar em conta diversos fatores:

- Pressão e temperatura do vapor e sua variação;

- Descarga para a atmosfera ou para linhas de retorno;

- Quantidade de condensado a ser eliminado;

- Ocorrência de golpes de aríete e de vibrações nas tubulações;

- Custo.

Na prática atualmente no Brasil, os purgadores termodinâmicos são utilizados principalmente em drenagens de tubulações e os purgadores de bóia para equipamentos.

Um sugestão que se pode utilizar é o da tabela 4-3; lembrando sempre que se deve levar em conta a experiência prévia para cada aplicação.

Tabela 4-3 Casos típicos de emprego de purgadores

Serviço	*Condições de trabalho*		*Tipos recomendados*	*Coeficiente de segurança*
Drenagem de tubulação de vapor (com retorno de condensado)	Vapor saturado	Alta pressão: mais de 2 MPa ($\cong$ 20 Kgf/cm^2)	**B**	2
		Média pressão: até 2 MPa	**B - C**	2
		Baixa pressão: até 0,2 MPa	**C - B**	3
	Vapor superaquecido	Alta pressão: mais de 2 MPa	**B – C**	2
		Média pressão: até 2 MPa	**C – B**	2
		Baixa pressão: até 0,2 MPa	**C – B**	3
Drenagem de tubulação de vapor (descarga aberta)	Vapor superaquecido ou saturado	Pressões até 0,1 MPa ($\cong$ 1 Kgf/cm^2)	**C**	2
		Pressões acima de 0,1 MPa	**D**	3
Aquecimento de tubulações	-	-	**D**	3
Aparelhos de aquecimento a vapor	Altas vazões (mais de 4.000 Kg/h)	Vazão constante	**A – B**	2
		Vazão variável	**A – B**	4
	Médias e baixas vazões (até 4000 Kg/h)	Vazão constante	**A – B**	2
		Vazão variável	**C – A**	4
Serpentinas de tanques	-	-	**B - A**	3

A – purgador de bóia
B – purgador de panela invertida
C – purgador termostático ou de expansão metálica
D – purgador termodinâmico

Fonte: SILVA TELLES (1996).

Na tabela 4-3 é mencionado na ultima coluna o coeficiente de segurança recomendado. Ou seja, para uma vazão de 100 kg/h e um coeficiente de segurança 2, deve-se especificar um purgador com capacidade de pelo menos 200 kg/h.

4.4.4) Dimensionamento

A condição básica para que os purgadores operem é que os mesmos tenham uma pressão diferencial, ou seja a pressão a montante seja superior a pressão a jusante.

Os fabricantes de purgadores definem curvas de vazão em função das pressões diferenciais, como pode ser verificado na figura 4-29.

Também é importante ressaltar que para um mesmo purgador se a pressão diferencial aumenta a sua vazão máxima aumenta. Logicamente, caso haja queda de pressão antes do purgador a sua vazão cai.

As curvas de vazão dos diversos tipos de fabricantes levam em consideração a pressão diferencial. É a diferença entre pressão antes do purgador e pressão após o mesmo. Na figura 4-29, apresentam-se as curvas de um purgador com DN 15, 20 ou 25.

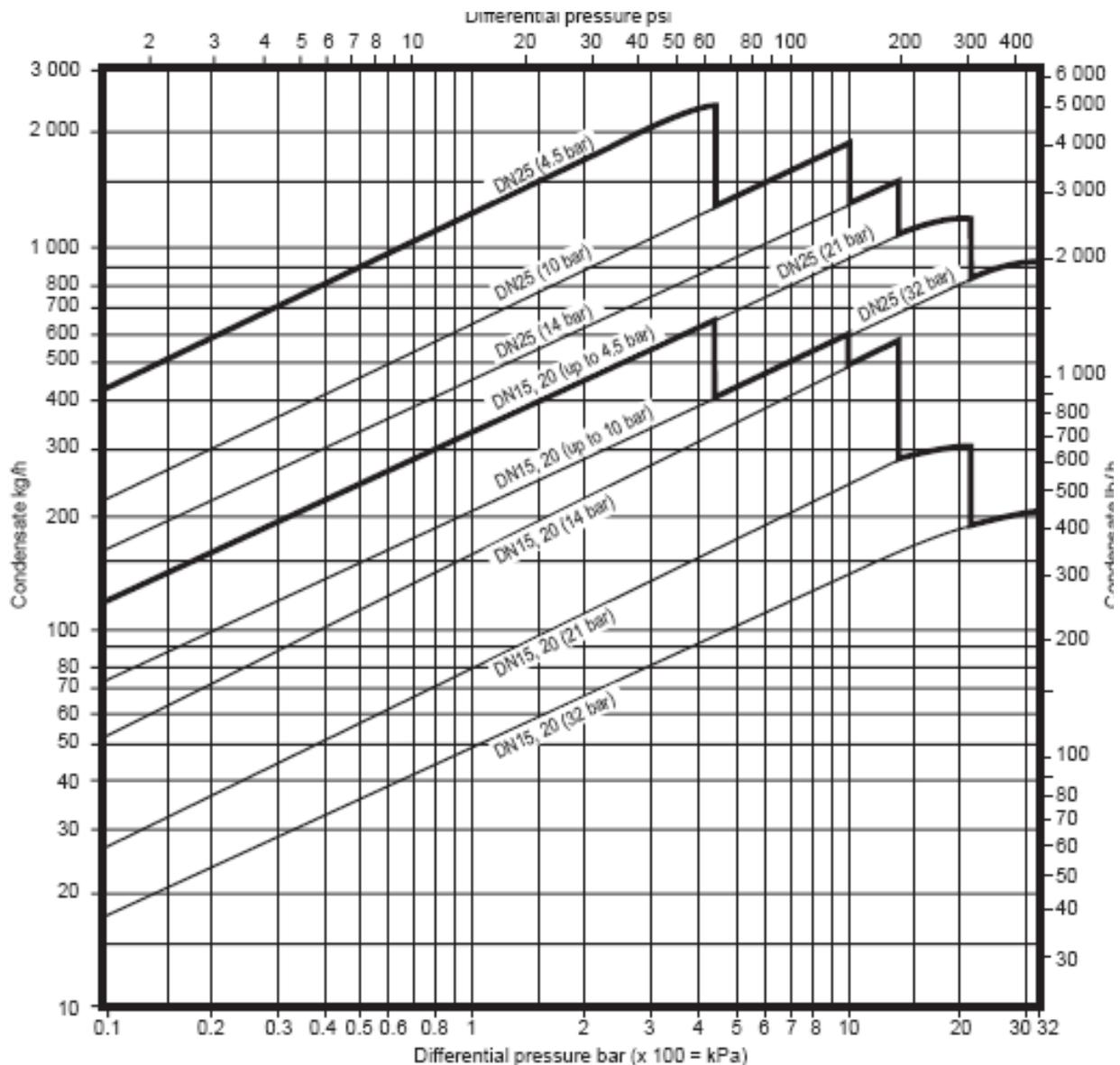



Figura 4-29 Curvas de vazão de um purgador

Repare que existem diversas curvas para um mesmo diâmetro nominal (DN). Exemplificando para DN25 existem as curvas para as pressões de 4,5; 10; 14; 21 e 32 bar.

Repare que são estas pressões são as máximas pressões diferenciais recomendadas para cada um destes itens. Isto se deve ao projeto destes purgadores.

4.4.5) Inspeção em purgadores

Já foi comprovada a necessidade de se estar inspecionando de forma sistemática os purgadores, pois o vazamento de vapor por estes equipamentos pode ser uma das melhores medidas de redução de custo do sistema de vapor.

Diversas empresas possuem uma inspeção em seu parque de purgadores, com a manutenção em todos os que apresentem falhas (vazamento ou alagamento).

A inspeção de purgadores pode ser de diversas formas e na maioria das vezes com varias formas simultâneas. As principais metodologias utilizadas são as seguintes:

4.4.5.1) Visual

Utilizada por profissional com conhecimento básico de purgadores.

4.4.5.2) Visores de fluxo

Como foi mencionado acima possibilita uma verificação em purgadores interligados no retorno de condensado.

4.4.5.3) Ultrasom

Tem sido bastante utilizada por diversos fabricantes. Os detectores ultrassônicos normalmente operam em uma frequência entre 20 a 100 kHz e transformam os sinais subsônicos em sons audíveis pelo inspetor.

A dependência da habilidade e conhecimento do inspetor é o grande questionamento desta metodologia.

Um fabricante desenvolveu um sensor que além dos sons ultrassônicos também capta a temperatura.

4.4.5.4)Temperatura

Com a informação das temperaturas a montante e a jusante dos purgadores se identifica os vazamentos e alagamentos.

4.4.5.5) Termografia

A termografia tem sido utilizada em diversos sistemas elétricos tais como motores, disjuntores, cabeamento dentre outros.

A aplicação em purgadores ainda está em desenvolvimento. Os desafios que tem se mostrado para esta técnica:

- A correta regulagem da emissividade, já que as superfícies e materiais são diferentes;

- O conhecimento de purgadores e a interpretação da termografia;

- Desenvolver uma metodologia com repetibilidade para esta aplicação.

Além de se ter uma informação de cada ponto existe o registro, no caso termograma para cada purgador.

Porém apesar dos desafios citados, podem-se verificar diversos exemplos de ótimos resultados. Os exemplos são mostrados nas figuras 4-30 e 4-31.

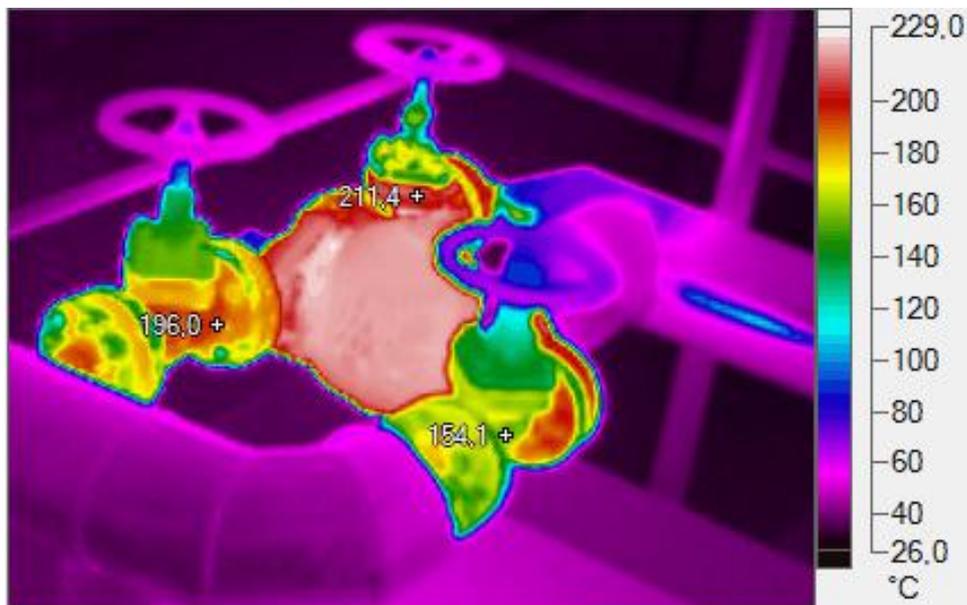



Figura 4-30 Purgador e by pass vazando

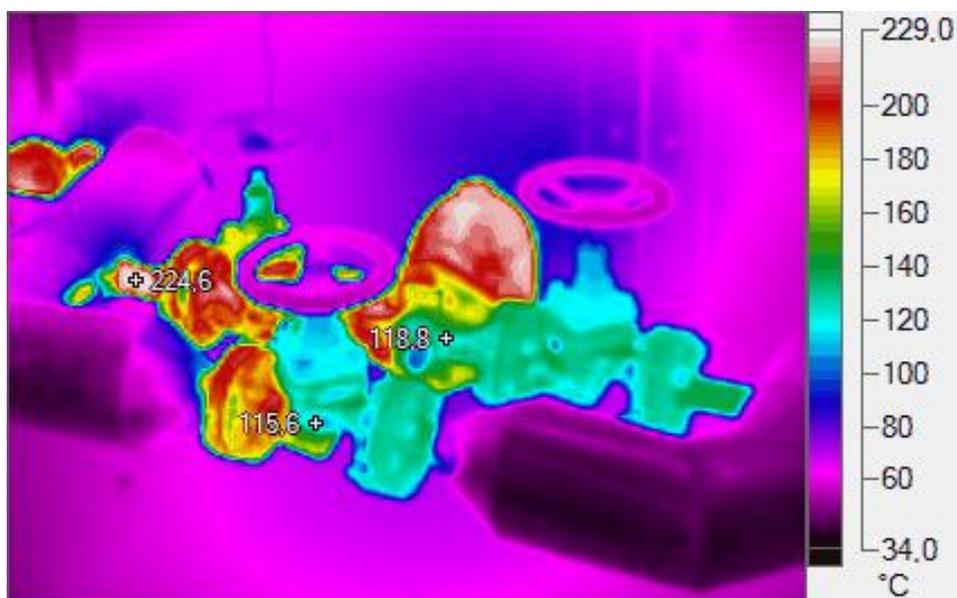



Figura 4-31 Purgador e by pass OK

4.5) VAZAMENTOS EXTERNOS

Todo e qualquer vazamento em válvulas, conexões, purgadores é uma perda de energia muito grande. No anexo 4 apresenta-se um ábaco com valores de vazamentos.

Como exemplo, para se calcular o custo dos vazamentos encontrados realiza-se a seguinte simulação:

Caldeira a 10,0 kgf/cm^2 com óleo PCI = 9590 kcal/kg a R$1,20/kg e rendimento de 85%;
Custo do vapor = R$88,93/ton;
Regime citado de 7200 horas;
3 orifícios de 3,2 mm sendo que verificando o Anexo 4, tem-se 45,41 kg/h por vazamento.

3 x 45,41 kg/h x 7200 h/ano = 980.856 kg de vapor/ano = 980,856 ton/ano.

980,856 ton/ano x R$88,93/ton = **R$87.227,52/ano**.

Verifica-se que os vazamentos externos são um importante item a ser corrigido, pois os valores envolvidos são muito significativos.

4.6) SEPARADORES DE UMIDADE

Em sistemas de vapor saturado, à medida que o mesmo passa por tubulações e conexões existe troca de calor. Esta transferência de calor ocorre devido à diferença de temperatura do vapor com o meio ambiente.

A condensação é a conseqüência direta desta troca Térmica. O contato do vapor com esta umidade faz como que o mesmo fique mais úmido (menor Titulo).

Este vapor com maior umidade faz com que a passagem por válvulas seja danosa para as mesmas. As gotículas de água danificam as válvulas, principalmente, quando as mesmas restringem a passagem (menor a área com maior velocidade).

Uma solução para esta necessidade é a instalação de Separadores de Umidade.

São equipamentos que utilizam o recurso do aumento de área (queda da velocidade) para aumentar o poder de condensação do vapor. Devem possuir um purgador para a retirada do condensado formado. Na figura 4-32 um exemplo de um separador de umidade em vista de corte.

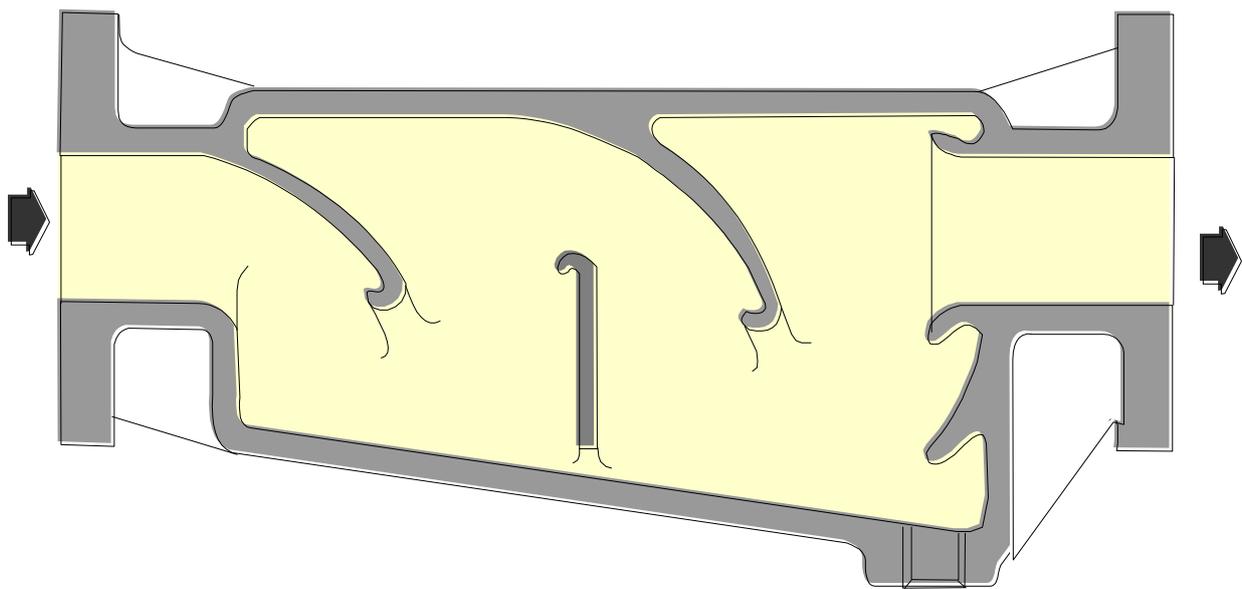



Figura 4-32 Separador de umidade

4.7) ISOLAMENTO TÉRMICO

As tubulações de vapor devem ter um isolamento térmico, pois caso contrário a condensação aumentará muito, devido a maior troca térmica com o ambiente.

Além disto, ocorre uma queda do titulo, pois com maior quantidade de água, haverá maior contato vapor - água, o que provocará maior umidade no vapor. Além disto, o isolamento da tubulação protege quanto a queimaduras, ou seja, devido à segurança devem-se isolar as tubulações de vapor.

Os materiais mais utilizados para vapor são: hidrossilicato de cálcio, lã de rocha e lã de vidro.

As espessuras utilizadas são as definidas pela espessura econômica, onde se obtém um bom isolamento com um custo compatível, mostrado na figura 4-33.

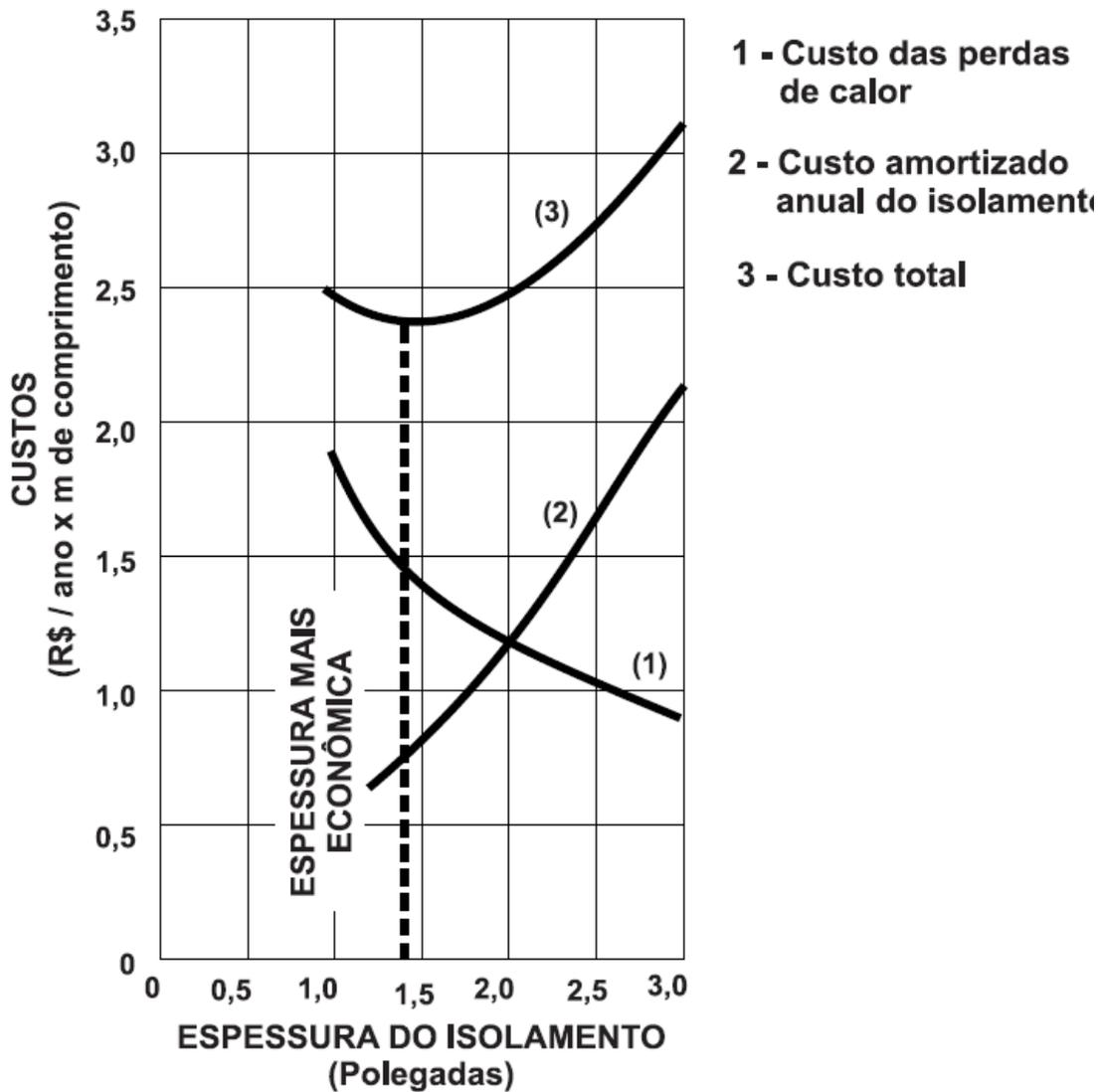



Figura 4-33 Espessura econômica de isolamento

Abaixo se apresenta uma tabela com as espessuras utilizadas para silicato de cálcio.

Tabela 4-4 Espessura do isolamento térmico (mm) com Hidrossilicato de cálcio

Diâmetro Nominal (pol)	*Temperatura de operação da tubulação (°C)*													
	75	*100*	*125*	*150*	*175*	*200*	*250*	*300*	*350*	*400*	*450*	*500*	*550*	*600*
3/4	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	63	63
1	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	63	63
2	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	63	76	76
3	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	63	76	76	89
4	25	25	38	38	51	51	63	63	63	63	76	76	89	89
6	25	25	38	38	51	51	63	63	76	76	89	102	102	114
8	25	25	38	38	51	51	63	76	76	89	102	114	114	126
10	25	38	38	51	51	63	63	76	89	102	102	114	126	126
12	25	38	38	51	63	63	76	76	89	102	114	126	126	126
14	25	38	38	51	63	63	76	89	89	102	114	126	126	126
16	25	38	51	51	63	63	76	89	102	102	114	126	126	126
20	25	38	51	51	63	63	76	89	102	114	126	126	126	126
24	25	38	51	51	63	63	76	89	102	114	126	126	126	126

4.7.1) Calculo da perda com tubulações sem isolamento térmico

A condensação de vapor com uma tubulação isolada pode ser calculada pela formula 26:

$$C = \frac{3{,}6 \times Q \times L \times f}{CL} \qquad (26)$$

Em que:
C é a condensação de vapor (kg/h);
Q é a taxa de emissão de calor (W/m) da Tabela 4-5;
L é o comprimento total da tubulação (m);
f é o fator de isolamento da Tabela 4-6;
CL é o calor latente (kJ/kg).

Observação: f = 1 para tubulação não isolada.
Para tubulações “ao tempo” deve-se considerar a velocidade do vento, se multiplicando o valor encontrado pelo fator de emissão da Tabela 4-7.

Tabela 4-5 Taxa de emissão de calor (W/m) para tubos horizontais

Temperature difference steam to air °C	Pipe size (DN)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
	W/m									
60	60	72	88	111	125	145	172	210	250	351
70	72	87	106	132	147	177	209	253	311	432
80	86	104	125	155	171	212	248	298	376	519
90	100	121	146	180	196	248	291	347	443	610
100	116	140	169	207	223	287	336	400	514	706
110	132	160	193	237	251	328	385	457	587	807
120	149	181	219	268	282	371	436	517	664	914
130	168	203	247	301	313	417	490	581	743	1 025
140	187	226	276	337	347	464	547	649	825	1 142
150	208	250	306	374	382	514	607	720	911	1 263
160	229	276	338	413	418	566	670	794	999	1 390
170	251	302	372	455	457	620	736	873	1 090	1 521
180	275	330	407	499	497	676	805	955	1 184	1 658
190	299	359	444	544	538	735	877	1 041	1 281	1 800
200	325	389	483	592	582	795	951	1 130	1 381	1 947

Fonte: SPIRAX SARCO (2006). Obs.: Para temperaturas ambientes entre 10 e 20˚C.

Repetindo o exemplo do item 4.3.1: uma tubulação de 120 metros de comprimento de 4” (DN 100) de aço carbono operando com vapor a 10,0 bar manométrico (temperatura de saturação de 184,1˚C) e temperatura ambiente de 20˚C. Velocidade do vento 3,0 m/s.

a) Tubulação sem isolamento

$$C = \frac{3{,}6 \times 1.090 \times 120 \times 1{,}0}{1.999{,}5} = 235{,}1 \text{ kg/h} \times 2 = 470{,}2 \text{ kg/h.}$$

b) Considerando um isolamento de espessura 50 mm (f = 0,085)

$$C = \frac{3{,}6 \times 1.090 \times 120 \times 0{,}085}{1.999{,}5} = 20{,}1 \text{ kg/h} \times 2 = 40{,}2 \text{ kg/h.}$$

Tabela 4-6 Fator de isolamento (f)

Φ TUBO NB	PRESSÃO DO VAPOR			
(mm)	1 bar	5 bar	15 bar	20 bar
Espessura de isolamento = 50 mm				
15	0,16	0,14	0,13	0,12
20	0,15	0,13	0,12	0,11
25	0,14	0,12	0,11	0,10
32	0,13	0,11	0,10	0,10
40	0,12	0,11	0,10	0,09
50	0,12	0,10	0,09	0,08
65	0,11	0,10	0,09	0,08
80	0,10	0,10	0,08	0,07
100	0,10	0,09	0,08	0,07
150	0,10	0,09	0,07	0,07
Espessura de isolamento = 75 mm				
15	0,14	0,13	0,12	0,11
20	0,13	0,11	0,11	0,10
25	0,13	0,11	0,10	0,09
32	0,11	0,10	0,09	0,08
40	0,10	0,09	0,09	0,08
50	0,10	0,09	0,08	0,07
65	0,10	0,08	0,08	0,07
80	0,09	0,08	0,07	0,07
100	0,08	0,08	0,07	0,06
150	0,08	0,07	0,07	0,06
Espessura de isolamento = 100 mm				
15	0,12	0,11	0,10	0,08
20	0,11	0,10	0,09	0,07
25	0,10	0,09	0,08	0,07
32	0,10	0,08	0,08	0,06
40	0,09	0,08	0,08	0,06
50	0,08	0,08	0,07	0,06
65	0,08	0,07	0,06	0,05
80	0,07	0,07	0,06	0,05
100	0,07	0,07	0,06	0,05
150	0,07	0,06	0,05	0,04

Fonte: Eletrobrás (2005).

Tabela 4-7 Aumento da emissão de calor devido a velocidade do vento

VELOCIDADE DO AR (m/s)	FATOR DE EMISSÃO (-)
0,00	1,0
0,50	1,0
1,00	1,3
1,5	1,5
2,00	1,7
2,50	1,8
3,00	2,0
4,00	2,3
6,00	2,9
8,00	3,5
10,00	4,0

Fonte: Eletrobrás (2005).

4.8) Dimensionamento das tubulações

O dimensionamento das tubulações de vapor deve ser realizado por dois critérios: pela velocidade e pela perda de carga.

Deve-se ter especial atenção com as necessidades de pressão de cada equipamento ou processo industrial. Citamos alguns exemplos:

- Equipamentos do segmento alimentício e/ou farmacêutico que necessitam de uma pressão mínima de operação. Para que se atenda a esta pressão, deve-se aprofundar na avaliação da instalação: (i) pressão de operação da caldeira, (ii) máxima pressão de operação da caldeira, (iii) distância do equipamento a casa de caldeiras e (iv) tubulação a ser utilizada.

- Novos processos industriais que necessitam de pressões mais elevadas que as de operação da(s) caldeira(s) em operação.

4.8.1) Critério da Velocidade

Utiliza-se a seguinte formula:

$$\mathbf{d = (3{,}5335 \times \upsilon \times Q / v)^{1/2}} \qquad \textbf{(27)}$$

Em que:
d é o diâmetro interno (cm);
v é a velocidade (m/s);
Q é a vazão (Kg/h);
υ é o volume especifico (m^3/kg) – Ver **anexo 1** (tabela de vapor saturado).

Velocidades Recomendadas – Vapor

Aplicação	Velocidade (m/s)
Vapor Saturado: tubos principais em indústrias	20 a 30
entrada de equipamentos	15 a 20
distribuidores/barriletes	5 a 10
retorno de condensado	15 a 20
Vapor de reevaporação	5 a 10
Vapor superaquecido	45 a 60

Como exemplo:

Dados: Q = 3000 kg/h
P = 10 kgf/cm^2 - Ʋ = 0,1808 m^3/kg
V = 25 m/s

$D = [(3{,}5323 \times 0{,}1808 \times 3000) / (25)]^{1/2} = 8{,}75cm = 87{,}5$ mm.
= **4”** (diâmetro comercial).

4.8.2) Critério da Perda de Carga

Adota-se a seguinte formula: $$\mathbf{\Delta P = 0{,}029 \times \frac{Q^{1,95} \times \upsilon^{0,95}}{d^{5,1}}} \qquad \textbf{(28)}$$

Em que:
ΔP é a perda de carga a cada 100 metros (kgf/cm^2);
d é diâmetro interno (cm) = 114,03 – (2 x 6,02) = 101,99 mm (conforme anexo 2);
υ é o volume especifico (m^3/kg);
Q é a vazão (kg/h).

Normalmente um valor de 2,5 a 5,0% da pressão na entrada da tubulação atende a maioria das aplicações.

Considerando o exemplo acima, iremos ter:

$$\Delta P = 0{,}029 \times \frac{(3000^{1,95} \times 0{,}1808^{0,95})}{(10{,}2)^{5,1}} = 0{,}2473 \ kgf/cm^2.$$

4.9) BIBLIOGRAFIA

ARMSTRONG. Purgadores de balde invertido. Disponível em: http://www.armstronginternational.com/armstrong-steam-university-types-of-steam-traps-inverted-bucket Acesso em: 06/09/12.

DOE NATIONAL LABORATORY. Steam System Opportunity Assessment for the Pulp and Paper, Chemical Manufacturing, and Petroleum Refining Industries – Appendices. U. S. Department Energy. Washington. 2002.

GESTRA. Manual sobre condensados. Edição 14ª. Bremen, Alemanha. 2011. Disponível em: http://www.gestra.com/documents/brochures.php Acesso em: 06/09/12.

HARREL, G. Steam System Survey Guide. Oak Ridge National Laboratory. Tennessee. 2002.

LAWRENCE BERKELEY N. L. Improving Steam System Performance – A sourcebook for industry. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

NOGUEIRA, L. A. H. Eficiência Energética no Uso de Vapor. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

NOGUEIRA, L. A. H., ROCHA, C. A., NOGUEIRA F. J. H. Manual Prático Procel. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

PETROBRÁS. Norma 116 Rev. C. Sistemas de purga de vapor em tubulações. 2004.

SILVA TELLES, P. C. Tubulações Industriais – Materiais, Projeto e Montagem. LTC editora. 9ª edição. Rio de Janeiro. 1996.

SPIRAX SARCO. Apostila de Distribuição de Vapor. Cotia, 1995.

SPIRAX SARCO. Air venting, heat losses and a summary of various pipe related standarts. Spirax Sarco Limited. 2006.

SPIRAX SARCO. Steam mains and drainage. Spirax Sarco Limited. 2006.

SULLIVAN, G. P., PUGH, R., MELENDEZ A. P., HUNT W. D. Operations & Maintenance – Best Practices. A Guide to Achieving Operational Efficiency. Pacific Northwest National Laboratory. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

SWAGELOK. The number one problem in a steam system – Water Hammer. Disponivel em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

TLV. Purgadores de bóia livre. Disponível em: http://www.tlv.com/global/BR/steam-theory/history-of-steam-traps-pt1.html Acesso em: 06/09/12.

4.11) FONTES DAS FIGURAS

- 4.1, 4-2, 4-4, 4-5, 4-6, 4-7, 4-8, 4-10, 4-11, 4-12, 4-15, 4-16, 4-17, 4-18, 4-19, 4-20, 4-22, 4-23, 4-24, 4-25, 4-26, 4-27, 4-28 e 4-32: Spirax Sarco.

- 4-3: Swagelok.

- 4-9: Petrobrás.

- 4-13: TLV.

- 4-14: Armstrong.

- 4-21 e 4-29: Gestra.

- 4-30 e 4-31: Termografia realizada pelo autor.

- 4-33: Eletrobrás.

5 – UTILIZAÇÃO DE VAPOR - EQUIPAMENTOS

A perfeita utilização de vapor nos equipamentos está em função a diversos procedimentos e parâmetros que deve-se ter para a maior eficiência térmica possível.

Relata-se alguns aspectos práticos para todas as aplicações que serão apresentadas:

- Drenar o espaço a ser ocupado pelo vapor, antes de abrir a válvula de entrada do mesmo. A presença de água provocará golpes, e demora do aquecimento.

- Medir a temperatura do sistema para verificar seu perfeito funcionamento.

- Quanto maior a estabilidade de pressão na instalação, maior será a estabilidade do processo de troca térmica. As variações de pressão são indesejadas, somente devendo ocorrer em função de sistema de controle de temperatura antes dos equipamentos.

5.1) REDUÇÃO DE PRESSÃO

Quanto menor a pressão de vapor maior será o calor latente. Deve-se verificar a temperatura do processo, para viabilizar esta possibilidade.

A limitação que se deve fazer é a necessidade de temperatura mínima para se operar com vapor em determinados processos.

Por exemplo, para um aquecimento de banhos (com serpentinas) onde à temperatura que se necessita no produto é de 80℃, e deve-se ter o vapor com pelo menos 40℃ a mais.

Ao verificar na tabela de vapor saturado, para 120 ℃ encontra-se a pressão de 1,0 kgf/cm^2. Como o vapor saturado é gerado a 10 kgf/cm^2 na caldeira, será providencial um sistema de redução de pressão.

Comparando um mesmo equipamento, operando a diferentes pressões, tomando os seguintes dados:
Vazão de produto a ser aquecido = 3000 kg/h
Calor especifico do produto = 0,9 kcal/kg℃
Temperatura inicial = 40℃
Temperatura desejada = 80℃
Titulo = 0,8

Calor necessário = 3000 x 0,9 x (80 – 40) = 108.000 kcal/h.

a) Com uma pressão de 10,0 barg (calor latente de 478,6 kcal/kg)
108.000 / 0,8 x 478,6 = 282,07 kg/h.

b) Com uma pressão de 1,0 barg (calor latente de 525,9 kcal/kg)
108.000 / 0,8 x 525,9 = 256,7 kg/h.

Beneficio de (282,07 – 256,7) = 25,37 kg/h.
7200 h/ano x 25,37 kg/h = 182.664 kg/h.

182,664 ton x R$ 88,93 /ton = **R$ 16.244,31**

Concluindo, é importante utilizar sempre a menor pressão possível nos processos, pois com isto se terá uma redução na quantidade de vapor utilizado.

Importante ressaltar que em uma instalação de vapor existem diversos equipamentos que possuem uma pressão máxima de trabalho. Ou seja, para cada equipamento existe uma pressão máxima que os mesmos suportam.

O código de projeto de cada equipamento que opera sob pressão define a PMTA (Pressão Máxima de Trabalho Admissível), sendo que se deve operar a uma pressão inferior a esta.

A proteção dos equipamentos deve ser realizada por um dispositivo 100% mecânico, chamado de válvula de segurança. Sua aplicação foi mencionada na Figura 4-28. Um detalhe em corte de uma válvula de segurança pode ser visto na Figura 5-1.

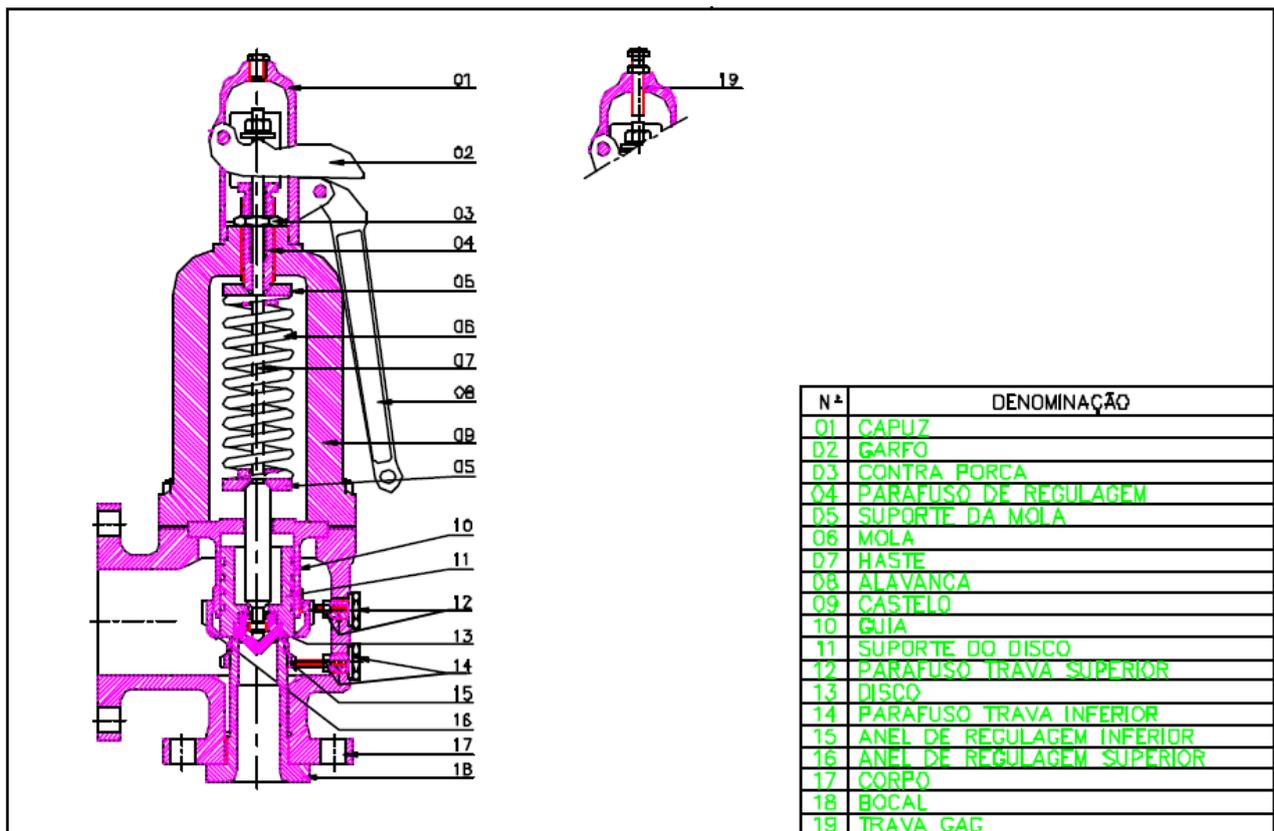



Figura 5-1 Válvula de segurança e alivio

A abertura destas válvulas de segurança descarrega vapor saturado para a atmosfera. Caso esta esteja operando de forma sistemática a perda de vapor pode ser significativa e deve ser investigada.

5.2) CONTROLE DE TEMPERATURA DE PROCESSO

Como no exemplo acima citado, em diversas aplicações, é importante que se tenha uma temperatura de produto aquecido controlada.

Pode-se realizar este controle com uma redução de pressão como foi mostrado, sendo que em alguns casos, se justifica ter ainda sistemas para controle de temperatura.

Com isto somente se utiliza o vapor necessário, para se manter uma determinada temperatura de processo. Tomando o mesmo exemplo citado no item anterior (vapor saturado a 10 kgf/cm^2) e considerando duas situações distintas:

a) Temperatura variando +/- 10℃ em uma hora.
Calor necessário = 3000 x 0,9 x (90 – 70) = 54.000 kcal.
54.000 / 0,8 x 525,9 = 128,35 kg/h.

b) Temperatura variando +/- 2℃ em uma hora.
Calor necessário = 3000 x 0,9 x (82 – 78) = 10.800 kcal.
10.800 / 0,8 x 525,9 = 25,67 kg/h

Beneficio de (128,35 – 25,67) = 102,68 kg/h.

102,68 kg/h x 7200 h = 739.296 kg de vapor.

739,296 ton x R$88,93 /ton = **R$65.745,59.**

Existe então, a possibilidade de se controlar a temperatura dos processos, pois o beneficio é muito significativo. Atualmente, se possui diversos tipos de válvulas para este controle.

5.3) ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Deve-se ter atenção, pois nos mais diversos equipamentos que se utiliza vapor a troca de calor se faz de forma indireta. Ou seja, a transferência de calor se faz em uma superfície metálica e estará sujeita a diversas limitações.

A presença de ar irá prejudicar a troca térmica devido ao mesmo ser um grande isolante térmico.

Como já descrito no item 2.3.1, uma forma de identificação da presença de ar é uma temperatura de vapor abaixo da temperatura de vapor saturado a uma dada pressão.

O condensado (vapor que condensou) caso não seja retirado da área de troca térmica irá perder temperatura e ocupar o local que deveria ter vapor.

Como para a água se tem calor sensível (muito menor que o calor latente), a troca térmica irá perder eficiência. Todo o condensado deve ser retirado para garantir que somente vapor se encontra na área de troca térmica.

As incrustações que ocorrem tanto do lado do vapor, quanto do lado do produto a ser aquecido são resistências térmicas. As mesmas devem ser retiradas para melhor eficiência dos equipamentos.

Como exemplo, na Figura 5-2 se mostra a presença de ar, condensado e incrustações.

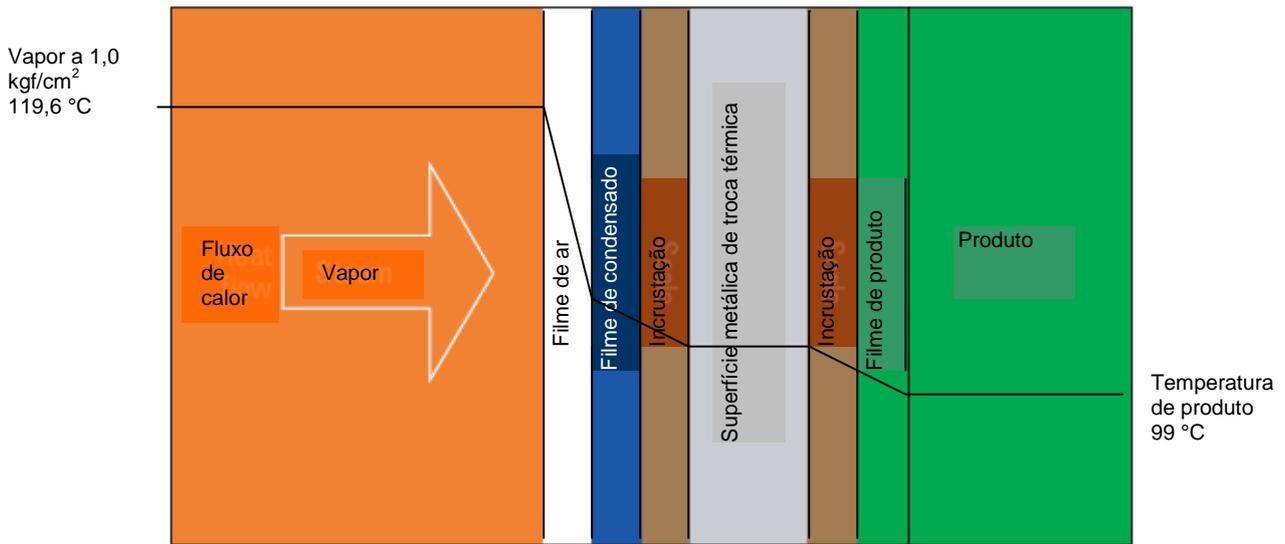



Figura 5-2 Efeito das incrustações, ar e condensado na troca térmica

5.4) TIPOS DE EQUIPAMENTOS

Existem diversos tipos de equipamentos que consomem vapor. Lista-se abaixo alguns dos mais utilizados nas indústrias.

5.4.1) Serpentinas

São tubulações de vapor que são montadas no interior e na parte inferior de tanques, conforme figura 5-3.

Podem operar a diversas pressões, normalmente com controle de temperatura.

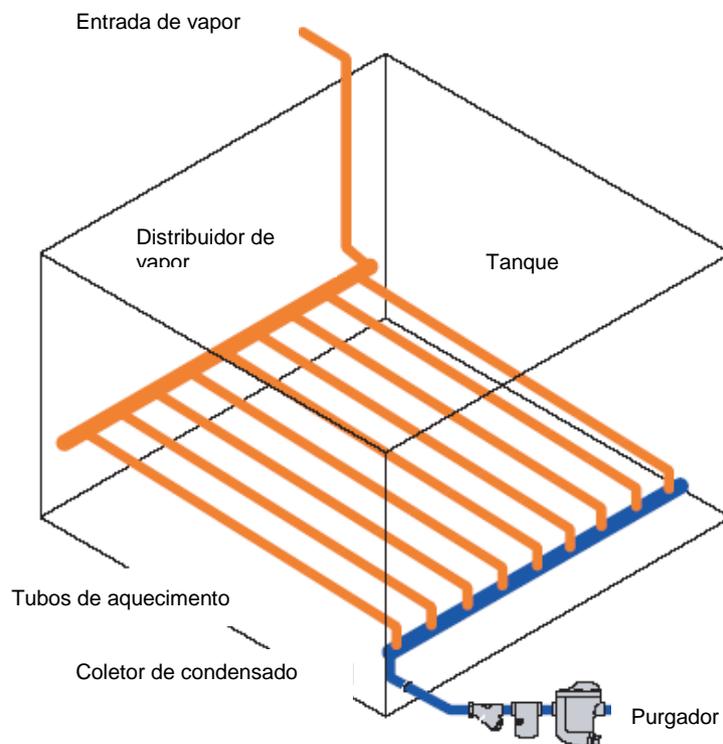



Figura 5-3 Tanques com serpentina a vapor

Exemplos de aplicações:
- Tanques de óleo;

- Banhos de soda caustica (lavagem de garrafas, tecidos, etc);
- Tanques de óleo lubrificante de laminadores.

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Retorno de condensado

Para tanques de óleo não é recomendado se retornar condensado. O motivo principal é uma contaminação do mesmo com óleo o que pode provocar sérios danos a caldeira.

Recomendável se ter uma drenagem por gravidade. Assim chamada devido a não haver elevação de nível após o purgador. Com isto, mesmo sem pressão a água condensada escoará por gravidade.

b) Golpes de aríete

Sérios acidentes já ocorreram devido a existência de condensado nas serpentinas e a abertura de vapor que ocasionam golpes de aríete. Muitas vezes os mesmos são suficientes para provocar o rompimento das serpentinas.

5.4.2) Cilindros Secadores

São cilindros metálicos rotativos onde o produto mantem contato a uma velocidade periférica. Normalmente tem necessidade de controle de pressão (1,5 a 6,0 bar g), podendo ter controle de temperatura conforma a figura 5-4. Exemplo de aplicações:

- Secagem de celulose, papel e papelão;
- Secagem de tecidos a base de algodão, em diversos equipamentos;
- Secagem de carbonato de cálcio.

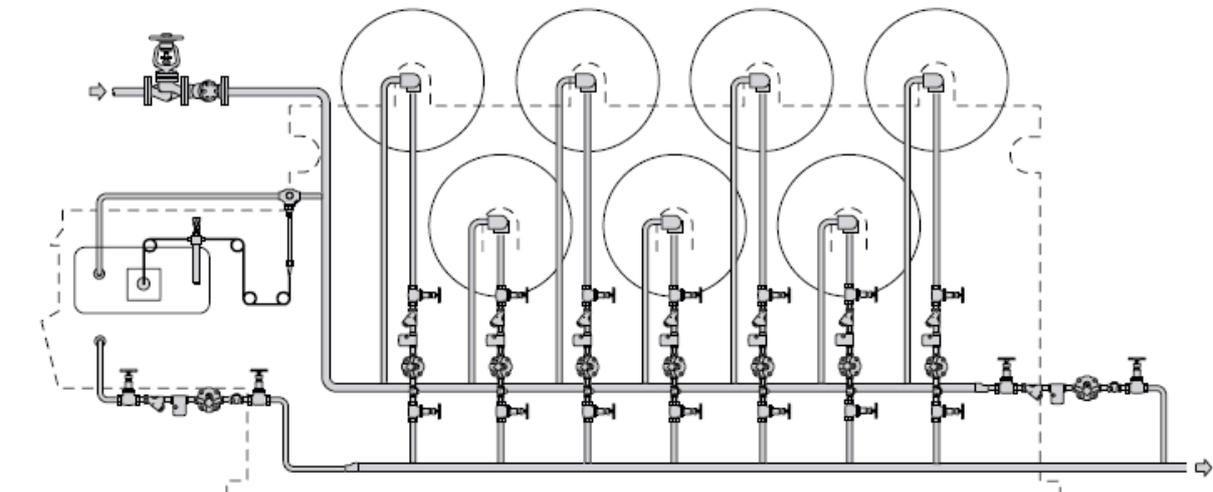



Figura 5-4 Cilindros secadores

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Drenagem na tubulação de alimentação dos cilindros

Deve-se ter atenção, pois a tubulação que alimenta os cilindros deve ser drenada.

b) Tipo de purgador utilizado

O ideal é se ter purgadores de boia com válvula de agulha, para se eliminar o “vapor preso”. Outros tipos de purgadores sem este recurso provocam “alagamento” nos cilindros.

5.4.3) Radiadores

São radiadores onde o vapor está dentro dos tubos, e normalmente o ar é conduzido por um sistema de ventilação forçada passando por fora dos tubos mostrado na figura 5-5.

Podem operar a diversas pressões, e possuem aplicações diversas. Podem ser aplicados para ter "a maior temperatura possível" de vapor (sem controle de pressão), ou com controle de temperatura do ar.

Exemplo de aplicações:
- Pré-aquecedores de ar em caldeiras aquatubulares;
- Diversos equipamentos da indústria têxtil (Ramas, Estamparias);
- Estufas (também chamados de túneis) de secagem;
- Estufas de secagem de madeira.

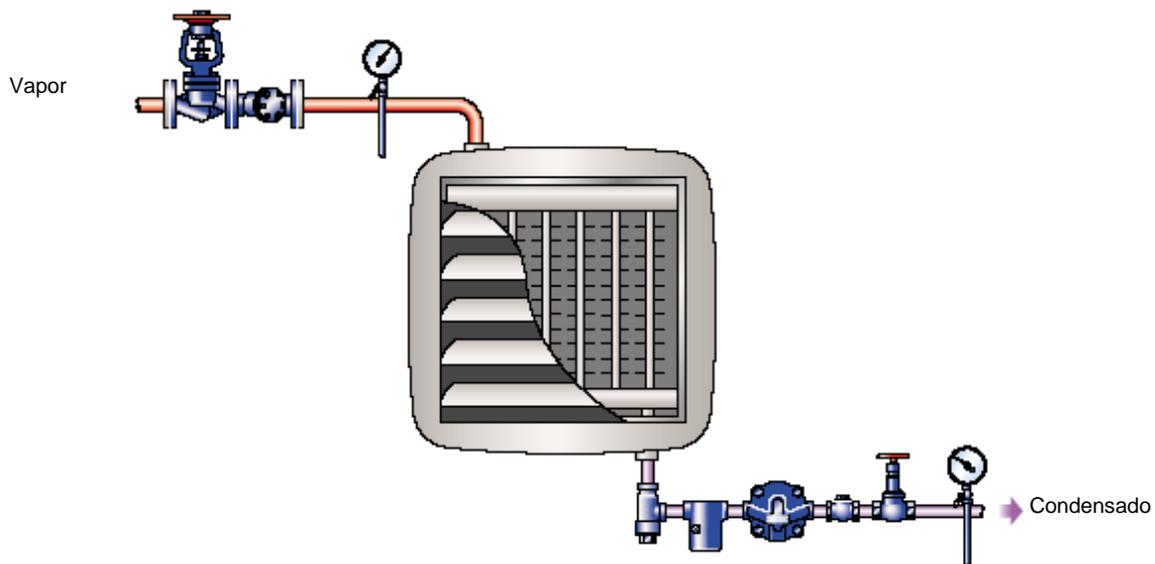



Figura 5-5 Radiadores a vapor

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Sujidade na parte externa dos radiadores

Em vários processos se identifica sujidade por fora dos tubos dos radiadores o que provoca uma redução na troca térmica. Importante limpá-los com a frequência necessária.

b) Presença de ar na parte superior dos radiadores

Já foi identificado a presença de ar na parte superior dos radiadores. Em alguns casos é possível a instalação de eliminadores de ar.

5.4.4) Trocadores de Calor

São equipamentos onde os dois fluidos estão em contra fluxo, sendo que o vapor entra por cima, e o condensado saindo por baixo.

O produto frio deve entrar por baixo, saindo por cima. Podem operar a diversas pressões, tendo normalmente controle preciso de temperatura. Podem ser construídos de vários tipos. Apresenta-se os mais utilizados.

a) Trocador tipo Casco Tubo

Trocadores assim conhecidos por possuir 1 ou 2 cabeçotes, por onde se alimenta o vapor e se retira o condensado conforme figura 5-6.

O vapor passa na parte interna dos tubos que são conectadas ao(s) cabeçote(s). O produto a ser aquecido fica por fora dos tubos. O "casco" é a estrutura que envolve os tubos.

Exemplo de aplicações:
- Óleo;
- Fluidos de processo;
- Condicionadores de soja e secadores de farelo de soja.

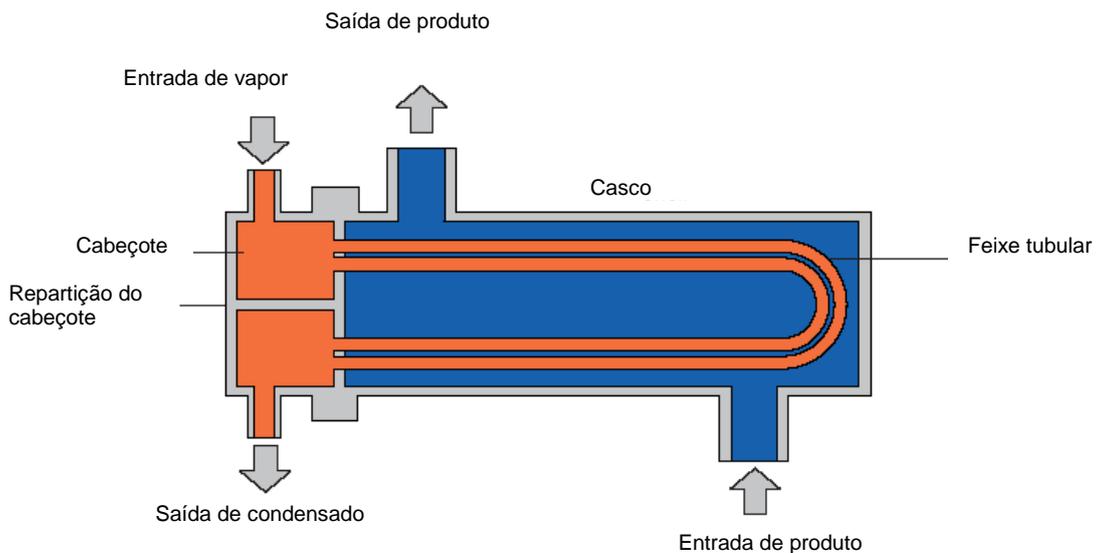



Figura 5-6 Trocadores de calor casco-tubo

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Controle de temperatura x golpes de aríete

A drenagem destes equipamentos devem ser por gravidade, pois caso exista controle de temperatura de produto a ser aquecido, e se feche a entrada de vapor, poderá ocorrer o fenômeno de "Estolagem" que será abordado no próximo capitulo.

b) Trocador de calor tipo Placas

Trocadores formados por placas de aço inoxidável. São muito eficientes alcançando uma pequena diferença entre a temperatura de vapor e do fluido de processo.

Exemplos de aplicações:
- Água;
- Leite (pasteurizador) e derivados.

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Vedações entre as placas

Possuem vedações entre as placas que tem uma limitação de pressão para cada trocador.

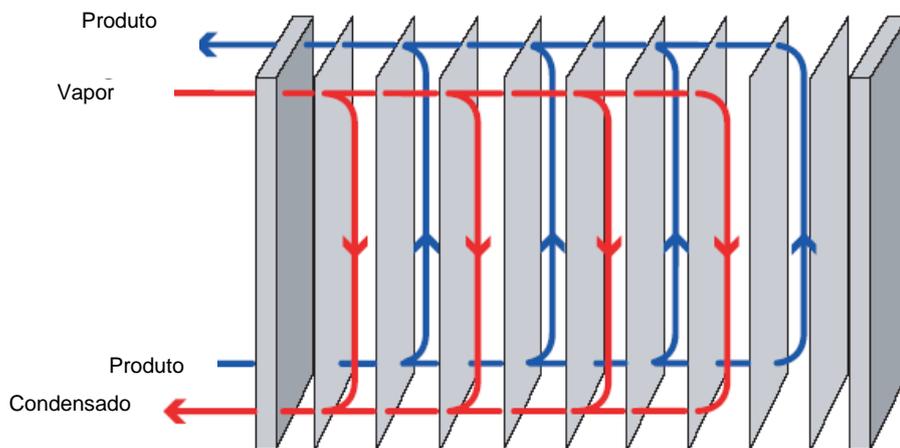



Figura 5-7 Trocador de calor tipo Placas

5.4.5) Vasos encamisados - Camisas

As “camisas” são áreas que se situam no costado dos equipamentos, que são preenchidas com vapor, conforme figura 5-8.

Utilizadas em equipamentos onde o produto a ser aquecido, deve estar “livre” para o manuseio. Quando se termina o processo, existe a entrada de ar, que se não eliminado, poderá atrapalhar muito a troca térmica. Normalmente trabalham a baixa pressão (0,5 a 2,0 barg) e em alguns casos com controle de temperatura.

São exemplos de Aplicação:
- Panelões de cozinha industrial;
- Aquecedores de mosto e evaporadores (Salas de Brasagem na Indústria de cerveja);
- Digestores de produtos de origem animal (ossos, vísceras, penas).

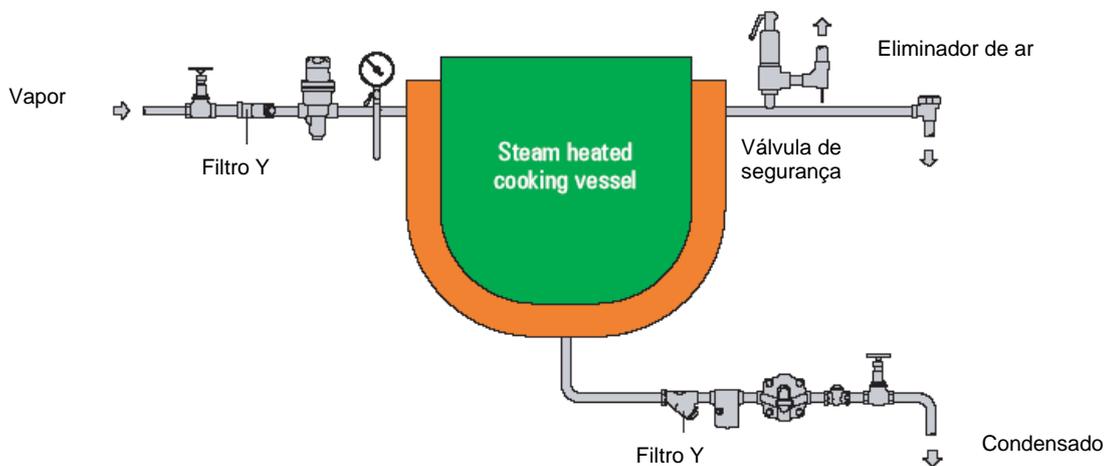



Figura 5-8 Vasos encamisados

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Eliminação de ar é fundamental

No lado oposto a alimentação de vapor deve-se ter instalado um eliminador de ar.

b) Válvula de quebra vácuo

Como mostrado na figura 4-28, em vários vasos encamisados pode ocorrer o seu “murchamento” devido a condensação repentina com o bloqueio das conexões de entrada e saída. Uma válvula quebra vácuo elimina esta possibilidade.

5.4.6) Traceamento de vapor

Muitos produtos têm uma viscosidade alta a baixas temperaturas. Com isto, para que estes escoem com facilidade, devem ter um aquecimento auxiliar.

O “traço de vapor” são tubulações (normalmente de ½”) de vapor, que ficam montadas na parte inferior das de produto, isoladas termicamente juntas conforme figura 5-9**.** É usual se utilizar baixas pressões para o vapor nesta aplicação.

Os exemplos de aplicação:
- Tubulações de óleo e produtos petroquímicos;
- Gordura animal (sebo).

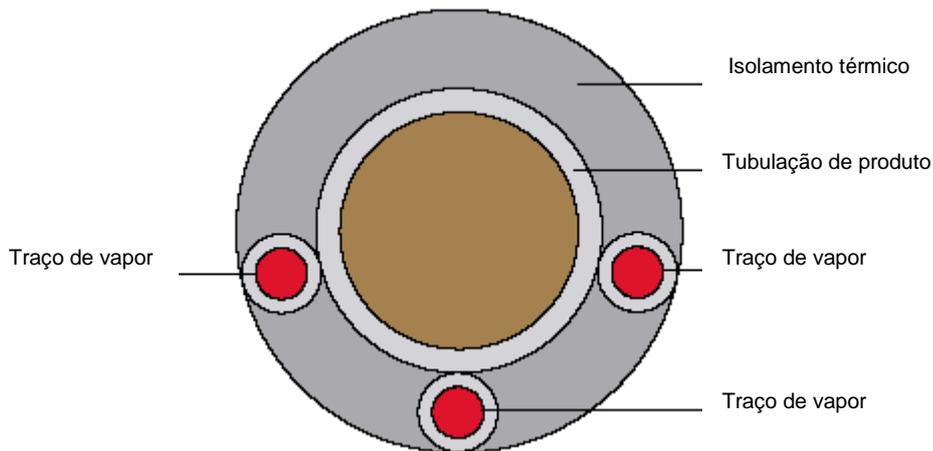



Figura 5-9 Traço de vapor

Aspectos práticos a ressaltar:

a) Evitar enrolar as tubulações de traço

As tubulações de traceamento devem ser instaladas ao longo das de produto, sendo que o “enrolamento” provoca danos nas mesmas devido a sua dilatação e condensado nas partes baixas.

5.5) DRENAGEM SIMPLES E COLETIVA

É recomendado que cada área de troca térmica possua o seu respectivo purgador.

Caso vários equipamentos ou áreas de troca distintas, sejam drenadas por um mesmo purgador, poderá ocorrer “alagamento” devido ao que é chamado de “drenagem coletiva”**.**

Com somente um purgador haverá uma tendência a se alagar o(s) equipamento(s) mais afastado(s) do mesmo, devido a maior perda de carga (dificuldade de saída de condensado).

Um exemplo é mostrado na figura 5-10. Neste caso existe uma pequena diferença entre as pressões de alimentação, que por consequência irá provocar uma menor pressão no interior do equipamento mais distante da alimentação.

A tendência neste caso é que o equipamento A tenha melhor performance térmica que o equipamento D. Este ultimo inclusive possui a tendência de alagamento de condensado devido a grande distancia do purgador.

O recomendado é que cada equipamento possua a sua drenagem individualizada.

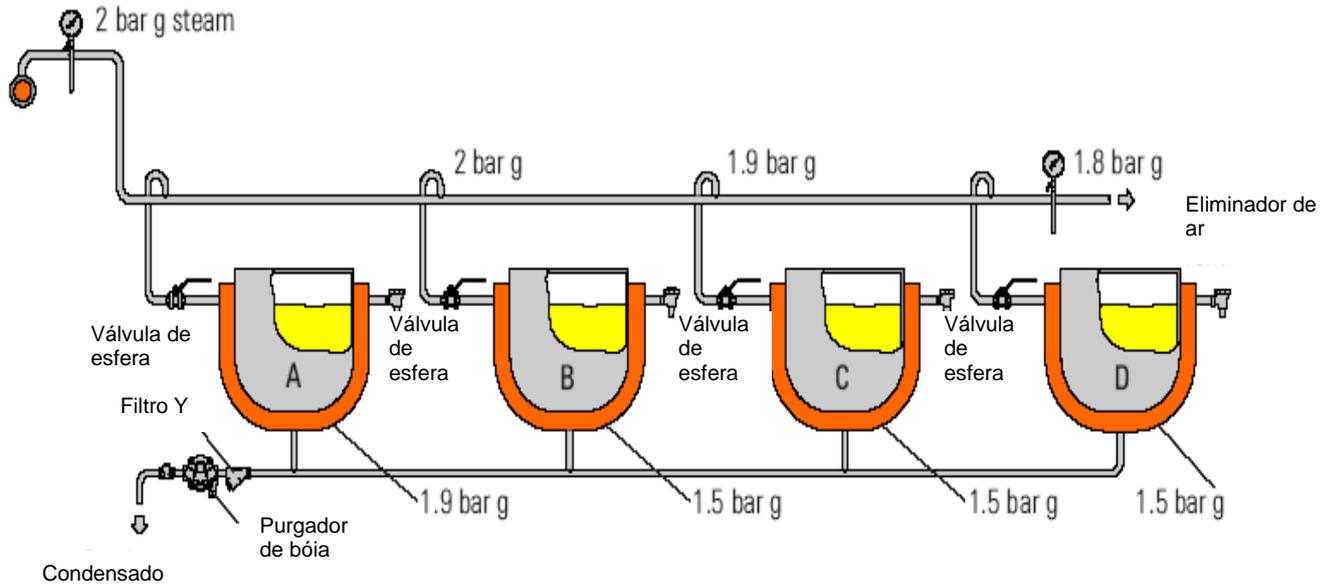



Figura 5-10 Drenagem coletiva

5.6) INJEÇÃO DIRETA DE VAPOR

Em determinadas aplicações, o vapor é injetado diretamente no fluido que deve ser aquecido. Com isto, ocorre a chamada de troca de calor “direta”, conforme a figura 5-11.

Existe a necessidade de aquecimento de forma rápida, reduzindo a pressão, com controle de temperatura.

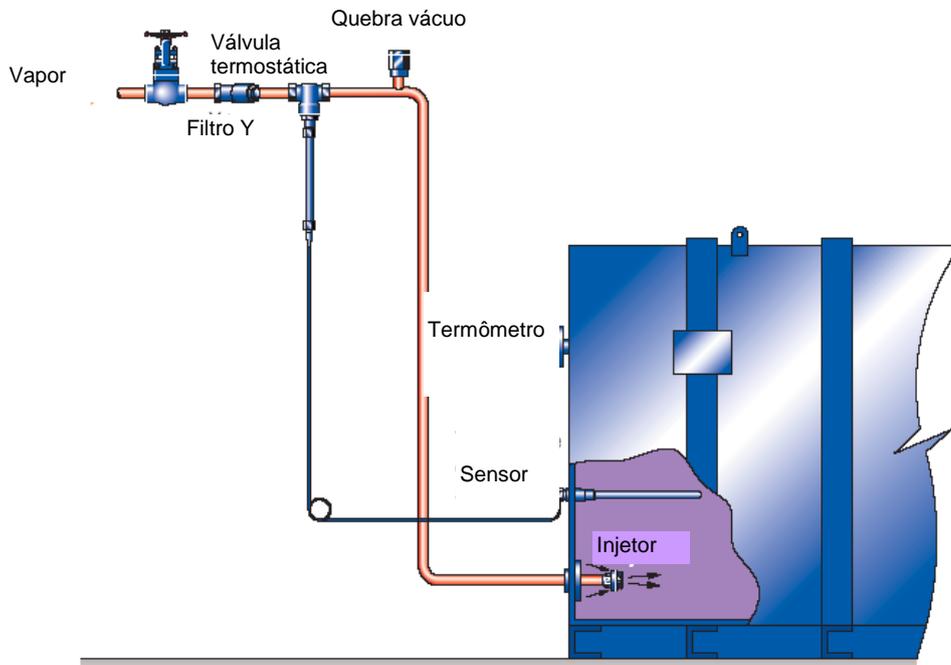



Figura 5-11 Injeção direta de vapor

São aplicações industriais:

- Tanques de tingimento;
- Banhos diversos;
- Ricota;
- Desaeradores de água para alimentação de caldeiras.

Aspectos práticos:

a) Contaminação de fluido de processo em sistema de vapor

Quando existe a injeção direta é usual que exista contaminação de fluido de processo nas tubulações de vapor. O motivo é que quando o sistema de vapor é desligado, sua pressão cai, devido a condensação do mesmo. Ocorre o fenômeno do “sugamento” do fluido de processo para a tubulação de vapor. Evita-se isto com a instalação de válvulas quebra vácuo.

5.7) ACUMULADORES DE VAPOR

Existem aplicações onde o consumo de vapor é muito intenso em um curto espaço de tempo**.**

Com isto, é natural que existam grandes variações na pressão de vapor no sistema. Uma alternativa para esta situação é a utilização de Acumuladores de Vapor.

O principio de funcionamento dos mesmos, é que estes são pressurizados a pressão de operação da caldeira. Possuem um volume de água que se encontra a mesma pressão e temperatura da geração de vapor.

A qualquer consumo mais intenso, ocorre a queda de pressão e a reevaporação da água contida no Acumulador.

O mesmo deve estar instalado próximo do ponto de intenso consumo. Reduz a queda de pressão nas linhas de vapor, o eventual Arraste nas caldeiras proporcionando maior estabilidade ao sistema de vapor.

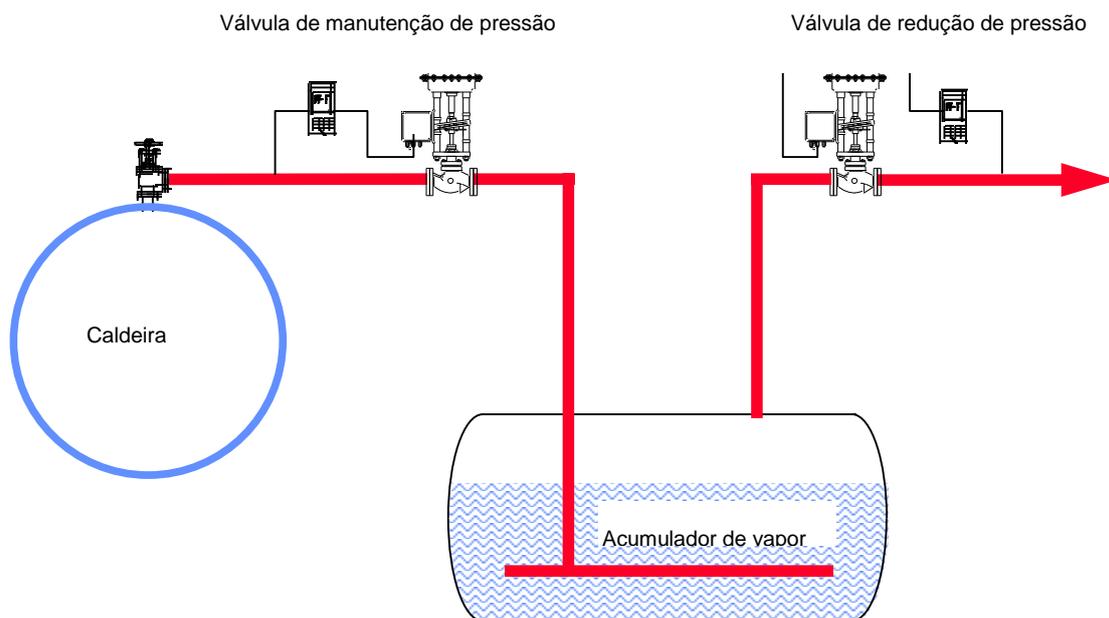



Figura 5-12 Acumulador de vapor

5.8) BIBLIOGRAFIA

CIBO. Council of Industrial Boiler Owners. Energy Efficiency Handbook. Burke. 1997.

DOE NATIONAL LABORATORY. Steam System Opportunity Assessment for the Pulp and Paper, Chemical Manufacturing, and Petroleum Refining Industries – Appendices. U. S. Department Energy. Washington. 2002.

GESTRA. Manual sobre condensados. Edição 14ª. Bremen, Alemanha. 2011. Disponível em: http://www.gestra.com/documents/brochures.php Acesso em: 06/09/12.

GUIA 10. Inspeção de Válvulas de Segurança e Alivio. IBP – Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás. Rio de Janeiro. 2002.

LAWRENCE BERKELEY N. L. Improving Steam System Performance – A sourcebook for industry. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

NR13. Norma Regulamentadora número 13 Caldeiras e Vasos de Pressão. Ministério do Trabalho e Emprego. Disponível em: www.mte.gov.br/legislacao/normas-regulamentadoras-1.htm. Acesso: 21/08/2012.

RUSSEL, C., WRIGHT A. Steam Champions in Manufacturing. Steam Digest. 2001.

SPIRAX SARCO. Apostila de Distribuição de Vapor. Cotia, 1995.

SPIRAX SARCO. Selecting Steam Traps – Canteen Equipment; Oil Transfer / Storage; Hospital Equipment. Spirax Sarco Limited. 2005.

SPIRAX SARCO. Selecting Steam Traps – Industrial Dryers. Spirax Sarco Limited. 2005.

SWAGELOK. Selecting the Optimum Steam Pressure for Process Aplications. Disponível em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

SWAGELOK. Steam Tracing Design Considerations and Installation. Disponível em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

5.9) FONTES DAS FIGURAS

5-1: IBP – Instituto Brasileiro de Petróleo;

5-2, 5-3, 5-4, 5-5, 5-6, 5-7, 5-8, 5-9, 5-10, 5-11 e 5-12: Spirax Sarco.

6) RETORNO DE CONDENSADO

Em todo sistema de vapor é primordial se retornar o condensado para o tanque de alimentação da caldeira. As vantagens são diversas:

- A água condensada é isenta de impurezas, reduzindo a necessidade de tratamento químico;

- Reduz as descargas de fundo e de superfície na(s) caldeira(s);

- A mesma se encontra a alta temperatura, reduzindo a quantidade de combustível necessária para a produção de vapor. Pode-se afirmar que: "*A cada 5/6°C de aumento nesta temperatura, reduzimos em 1% o consumo de combustível".* No item 3.2.3 foi realizado um calculo e se obteve o valor de 5,7%;

- Está se reaproveitando a água no próprio sistema, reduzindo os custos de utilização de água nova;

- Reduz os efluentes a tratar, além de estar se adequando ao meio ambiente, não descartando água a 90°C.

6.1) BENEFICIO AO SE RETORNAR CONDENSADO

Calculando o beneficio para se instalar uma tubulação de retorno de condensado:

Tomando como exemplo uma indústria com uma caldeira de 10 ton/h, a óleo (PCI = 9590 kcal/kg), 7200 h/ano de operação, eficiência da caldeira de 0,85; sem retorno de condensado.

Energia do condensado = 10.000 kg/h x 1,0 kcal/kg°C x 80°C = 800.000 kcal.

800.000 / 9590 x 0,85 = 98,14 x R$1,20/kg x 7200 h = **R$ 847.929,60.**

Custo da água = 10 m^3/h x 7200 h x R$0,60/$m^3$ = **R$43.200,00.**

Custo do Efluente = 10 m^3/h x 7200 h x R$0,35/$m^3$ = **R$25.200,00.**

Somando os 3 acima valores tem-se: **R$916.329,60.**

Como se pode perceber, o retorno de condensado é uma das mais favoráveis otimizações a realizar em um sistema de vapor. Devido a isto, a maioria dos sistemas de vapor já o possui.

6.2) COLUNA DE ÁGUA

A pressão de um fluido pode ser expressa em metros de coluna de água. Esta unidade é importante, pois o retorno de condensado pode ser com elevação**.**

Como pode ser verificado na figura 6-1 existe uma relação entre a coluna de água e a pressão.

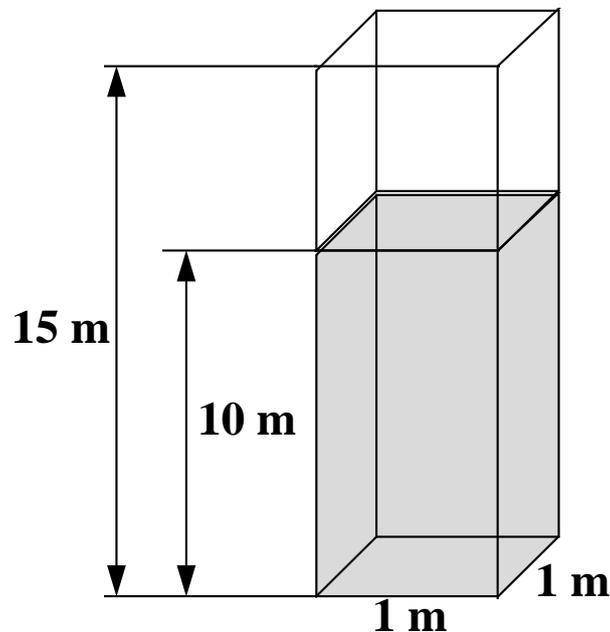



Figura 6-1 Coluna de água

No caso, a força exercida pela água é equivalente ao seu peso próprio:

Peso Específico da Água = 1.000 kgf/m^3 = F / V
Volume do reservatório = 10 m^3

Como: F = 1.000 kgf/m^3 x 10 m^3 = 10.000 kgf

A = área da base do reservatório
A = 100 cm x 100 cm = 10.000 cm^2

Como P = F / A

$$P = \frac{10.000\ kgf}{10.000\ cm^2} = 1,0\ kgf/cm^2$$

Concluindo, a cada 10 m.c.a. (metro de coluna de água) tem-se 1,0 kgf/cm^2.

6.3) DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DE RETORNO DE CONDENSADO

A questão principal com relação a se dimensionar as tubulações de retorno de condensado é definir qual o fluido que deve ser considerado como principal. É um escoamento bifásico já que simultaneamente existe água e vapor de reevaporação (vapor flash).

Calculando os volumes ocupados em um exemplo prático:

Para uma vazão de 1000 kg/h de condensado a retornar, a pressão antes dos purgadores é de 4,0 kgf/cm^2 e a pressão da linha de retorno de condensado é de 0,5 kgf/cm^2.

Tem-se os seguintes dados do Anexo 1:
- Pressão de 4,0 kgf/cm^2 – Calor sensível = 152,1 kcal/kg
- Pressão de 0,5 kgf/cm^2 – Calor sensível = 110,9 kca/kg

- Calor latente = 531,9 kcal/kg
- Volume especifico = 1,18 m^3/kg

% Reevaporação = (152,9 – 110,9) / 531,9 = 7,9%.

Na tabela 6-1 mostra-se os volumes ocupados pela água e pelo vapor flash.

Tabela 6-1 Volumes ocupados pela água e vapor flash

Fluido	Vazão mássica (kg/h)	Vazão Volumétrica (m^3/h)	%
Vapor Flash	79	93,22	99,0
Água	921	0,921	1,0
Condensado	1000	94,14	100,0

Conclusão: A tubulação de condensado deve ser dimensionada como uma tubulação de vapor de baixa pressão. Repare que não se pode considerar que a tubulação de condensado seja uma tubulação de água.

Utilizamos a formula 27: $\mathbf{d = (3{,}5335 \times \upsilon \times Q / v)^{1/2}}$

Conforme mencionado no item 4.10.1, a velocidade recomendada é de 15 a 20 m/s.

Para nosso exemplo citado acima, temos:

$d = (3{,}5335 \times 1{,}18 \times 79 / 20)^{1/2} = 4{,}06$ cm.

Para **1.1/2" sch 40 (Anexo 2)** tem-se o diâmetro interno = 48,3 – (2 x 3,68) = 40,94 mm.

6.4) RETORNO ALAGADO

Todo o retorno de condensado quando é por cima, ou seja, após os purgadores a tubulação se eleva, é chamado de alagado.

Toda a tubulação fica alagada, exercendo uma contra pressão nos purgadores, a no mínimo a coluna correspondente.

Com isto, se tivemos 20 metros de coluna de água, temos uma contra pressão de 2,0 kgf/cm^2, devido a esta contra pressão. Com 5 metros, uma contra pressão de 0,5 kgf/cm^2.

Recomenda-se que as ligações sempre sejam por cima da tubulação de retorno principal e se possível, inclinadas no sentido do fluxo de condensado.

Na figura 6-2 um exemplo de tubulação de retorno de condensado.

Importante ressaltar que a conexão dos ramais dos purgadores deve ser conectada a tubulação de retorno de condensado "por cima".

É muito comum que as mesmas sejam conectadas por baixo. Esta instalação faz com que os ramais fiquem cheios de água, prejudicando a partida dos sistemas.

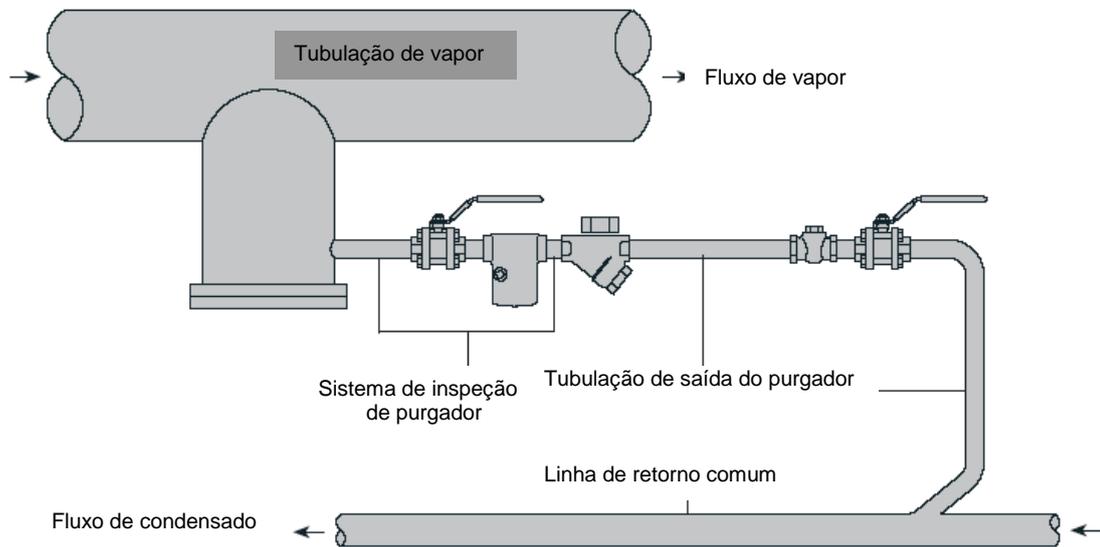



Figura 6-2 Drenagem de rede com retorno de condensado

6.5) RETORNO POR GRAVIDADE

O retorno de condensado ideal é aquele em que a mínima pressão é suficiente para que a água flua por gravidade, ou seja, para um nível inferior. Desta forma se garante que em nenhum momento fique condensado dentro dos equipamentos conforme mostrado na figura 6-3.

É importante ressaltar que esta solução pode ser a única possível, dependendo da pressão de vapor nos equipamentos. Quanto menor a pressão no(s) equipamento(s), mais se faz necessário que o retorno de condensado seja por gravidade**.**

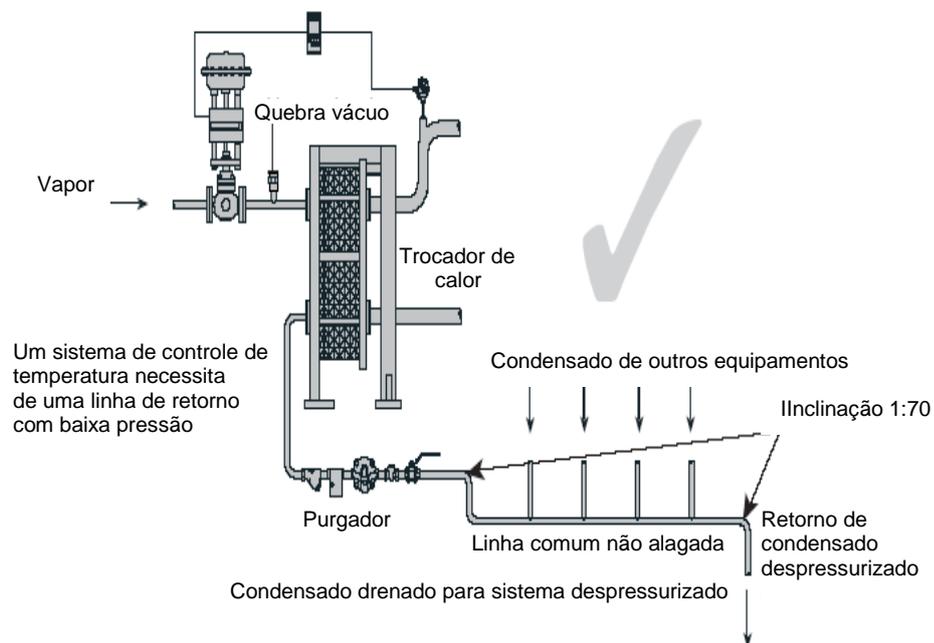



Figura 6-3 Drenagem por gravidade

6.7) ESTOLAGEM

A definição de estolagem é o momento em que a pressão a montante e a jusante de um purgador se igualam provocando alagamento de condensado.

O exemplo mais encontrado é um sistema com válvula de Controle de Temperatura, conforme a figura 6-4.

Quando a válvula se fecha, a pressão após a mesma cai muito. Com isto, se houver a mínima elevação após o(s) purgador(es) haverá alagamento. Na figura 6-4 como existe uma coluna de água de 15 metros, a contrapressão será de no mínimo 1,5 kgf/cm^2.

Ou seja, pode-se garantir que neste caso haverá estolagem.

A tubulação de condensado deve ser por gravidade.

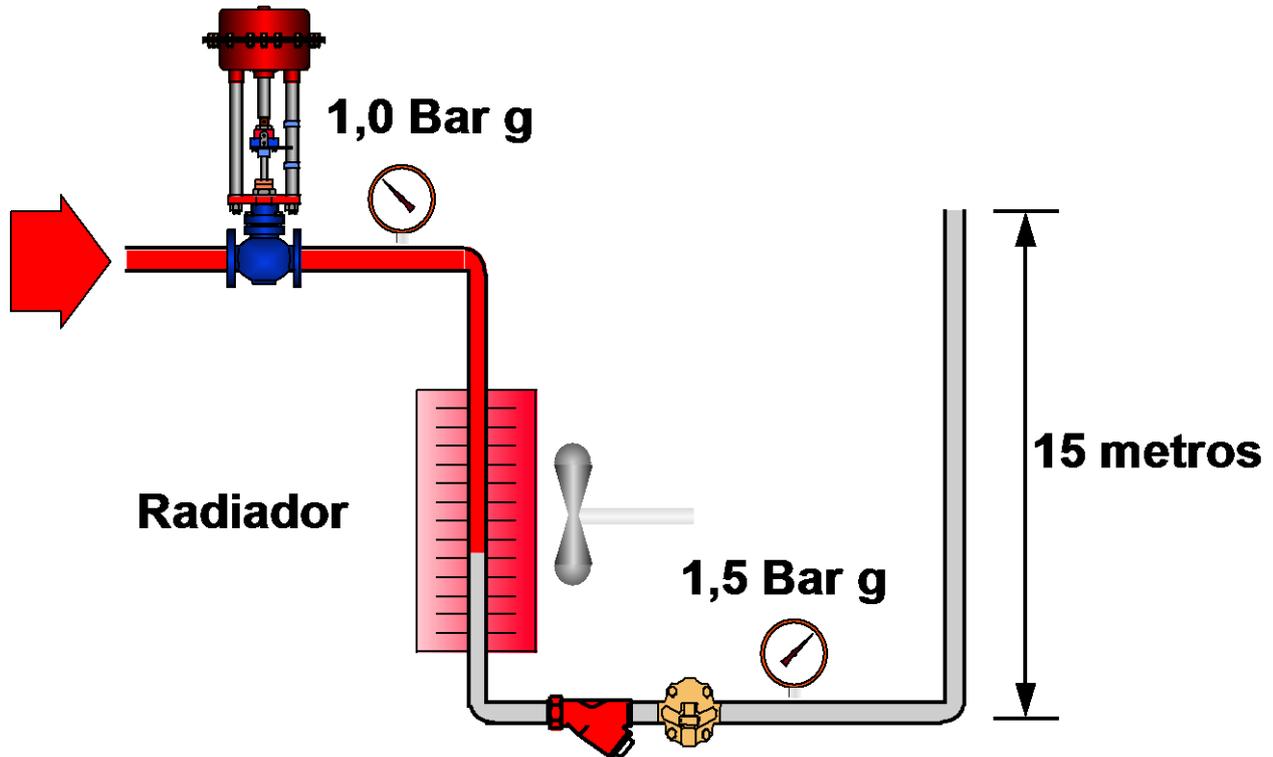



Figura 6-4 Ocorrência de estolagem devido a fechamento de válvula de controle

Os sintomas de estolagem são:

- Golpes de aríete;

- Purgadores ficam frios em determinados momentos;

- Rompimento de juntas na parte inferior dos equipamentos;

- Temperatura do produto varia muito;

- Dificuldade de atingir a temperatura de processo.

Outra alternativa é se instalar um sistema de bombeamento, juntamente com o purgador como mostrado na figura 6-5.

Existe uma alimentação de vapor, que mediante o alagamento, possibilita pressão positiva, elevando o condensado ao retorno.

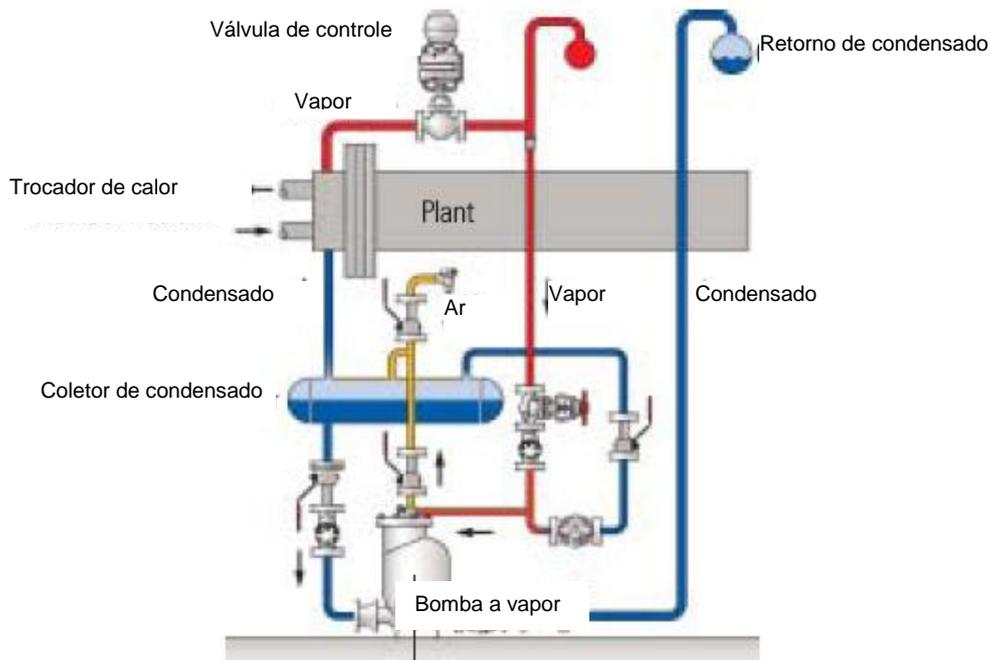



Figura 6-5 Drenagem com bomba de condensado a vapor

6.8) BOMBEAMENTO DE CONDENSADO

Existe uma limitação para se bombear condensado. A água está à alta temperatura e muitas vezes não se tem uma coluna na alimentação de uma bomba centrifuga comum.

As alternativas são as seguintes:

a) Bomba centrifuga para alta temperatura

O Bombeamento de condensado pode ser realizado com bombas centrifugas, devendo as mesmas resistir a altas temperaturas e pequenas colunas de alimentação.

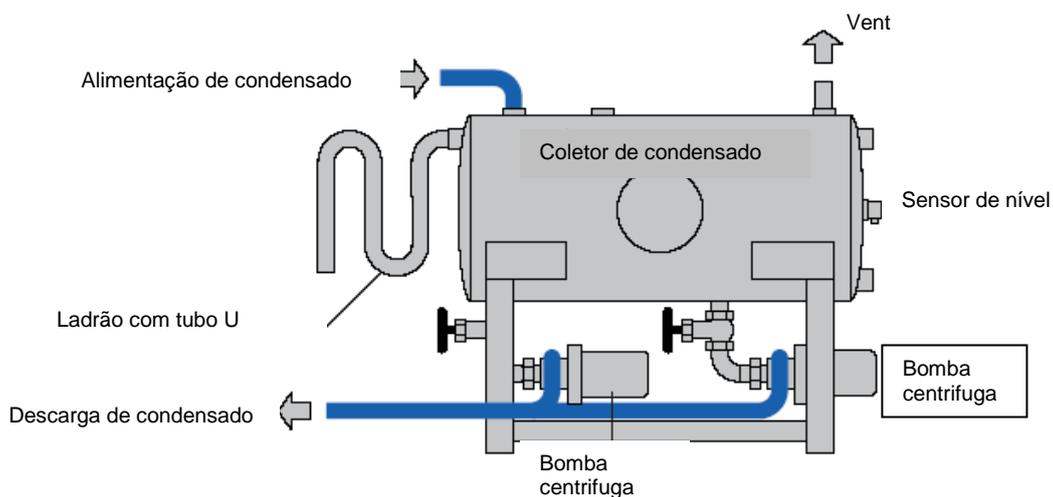



Figura 6-6 Bombeamento de condensado com bomba centrifuga

b) Bomba a vapor

As bombas a vapor possuem um mecanismo que por nível permite a entrada de vapor recalcando o condensado. Necessitam aliviar o vapor interno para que nova carga de água entre na bomba.

Ou seja, são equipamentos 100% mecânicos.

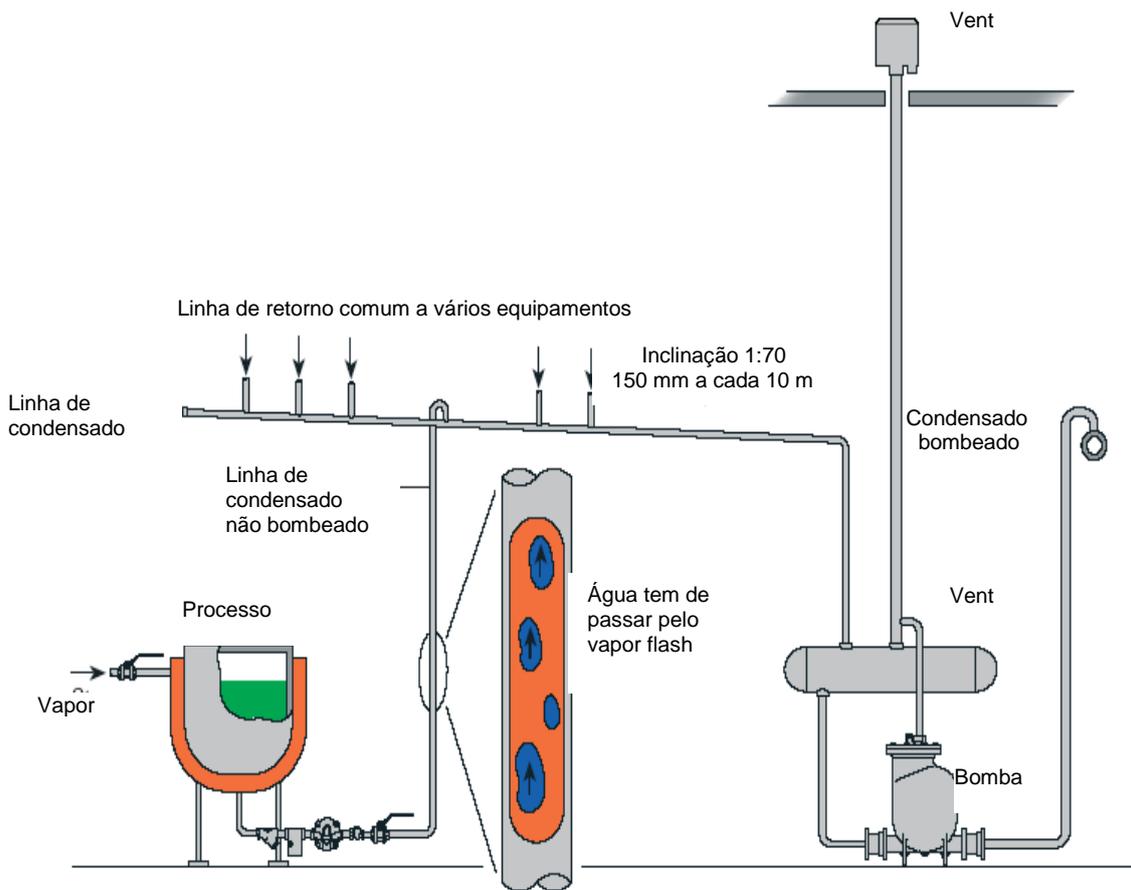



Figura 6-7 Bombeamento de condensado com bombas a vapor

Ao se comparar as duas soluções deve-se considerar os seguintes pontos:

- O coletor deve existir para ambas as alternativas;

- No caso da bomba elétrica deve-se levantar os custos de instalação de painel elétrico, interligando a sistema de controle de nível, custo da própria energia elétrica, cabeamento e demais itens;

- Para a bomba a vapor o consumo deste fluido é muito pequeno.

6.9) VAPOR DE REEVAPORAÇÃO (FLASH) NO PROCESSO

Quanto maior for a vazão de condensado de alta pressão, maior será a reevaporação e por consequência maiores os benefícios de se utilizar o vapor flash.

Calculando a reevaporação que ocorrerá de 10 kgf/cm^2 para 1,0 kgf/cm^2:

- Para 10,0 kgf/cm^2 o calor sensível é de 185,6 kcal/kg;

- Para 1,0 kgf/cm^2 o calor sensível é de 119,9 kcal/kg e calor latente = 525,9 kcal/kg.

% Reevaporação = (185,6 – 119,9) / 525,9 = 12,5%.

Ou seja, a reevaporação é de 12,5%. Com isto, para uma vazão de condensado de 5000 kg/h, tem-se:

5000 x 0,125 = 625,0 kg de vapor.

Com o custo de geração em R$88,93/tonelada, o beneficio que se tem ao utilizar este vapor é de:

0,625 toneladas/h x 7200 h/ano x R$88,93 = **R$400.185,00/ano.**

Deve-se sempre que possível, estar utilizando o vapor de reevaporação no sistema de vapor. Principalmente quando se tem uma aplicação de vapor de baixa pressão.

Abaixo a apresentamos um exemplo de instalação com o aproveitamento do vapor de reevaporação.

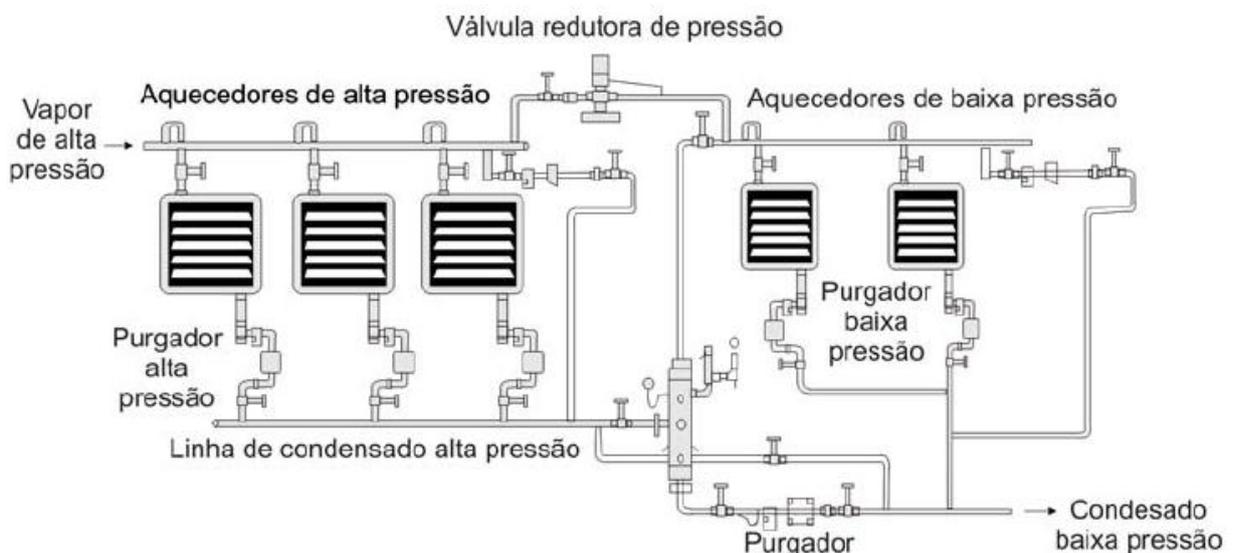



Figura 6-8 Exemplo de utilização de vapor flash

6.10) MANÔMETROS

Os purgadores podem falhar e os mesmos vazarem vapor vivo. Com isto, pode ocorrer uma pressão mais alta no retorno de condensado que o normal.

Devem-se instalar manômetros nas linhas de condensado, o mais distante da casa de caldeiras, com o objetivo de estar monitorando esta pressão.

Com isto, se terá maior facilidade de verificar uma eventual elevação de pressão no retorno.

Importante ressaltar que quanto maior a pressão no retorno de condensado, maior será a dificuldade para que os purgadores operem.

6.11) TANQUE DE RETORNO DE CONDENSADO

O tanque de retorno de condensado deve ser metálico e com capacidade de no mínimo, a capacidade de geração das caldeiras.

A tubulação de condensado deve entrar por cima, e mergulhar na água.

Na extremidade inferior, possuir injetores de vapor ou um aumento de área. Ou seja, a tubulação pode bifurcar ou trifurcar, sendo que deverão ser feito orifícios de 4 a 5 mm de diâmetro.

Os mesmos devem estar a 45° na parte inferior dos tubos, conforme a figura 6-9. A intenção é condensar o maximo de vapor de reevaporação possível. Deve-se fazer um numero tal de furos, que tenha uma área global, de no mínimo 2 vezes a área da tubulação de condensado.

Por exemplo:
Tubulação de condensado de 3" (80 mm).
Temos a área igual a 3,1416 x 80 x 80 / 4 = 5.026,56 mm^2.

2 x 5.026,56 = 3,1416 x 5 x 5 x n /4

n = número de furos = 512 furos de 5 mm.

Na figura 6-9 apresenta-se o efeito provocado com os furos a 45° propostos.

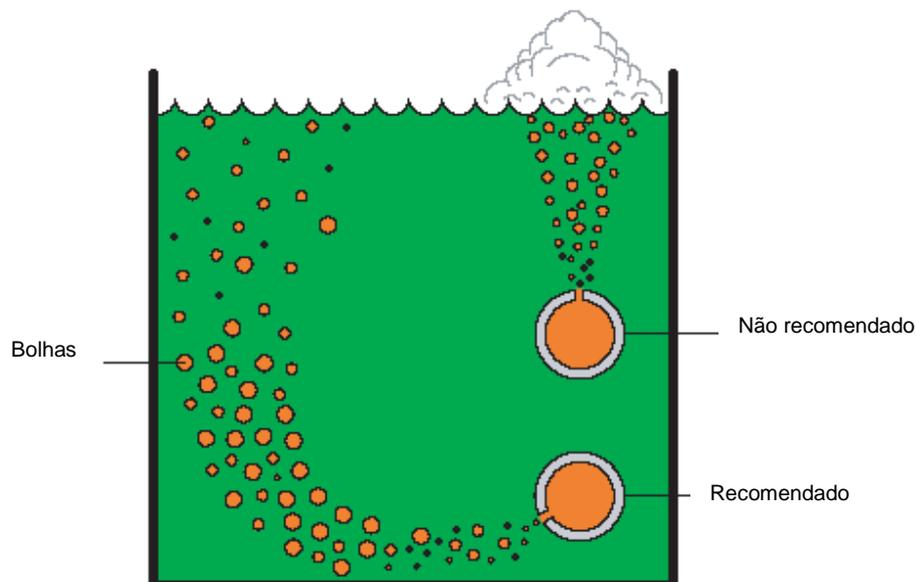



Figura 6-9 Entrada de condensado no tanque de alimentação da caldeira

No ponto superior da tubulação de retorno de condensado, deve-se instalar um quebra vácuo ou válvula de retenção, pois caso o sistema pare, a condensação do vapor de reevaporação irá sugar o condensado para a tubulação de retorno.

A água fria de reposição deve ter a capacidade de alimentar sozinha as Caldeiras, pois pode ocorrer a falta de condensado.

Deve-se ter um sistema de injeção de vapor, para se manter a temperatura da água de alimentação entre 80 – 90 Celsius. Com isto, como já comentado, evita-se o choque térmico na caldeira, a interrupção de vaporização (quando se injeta água fria); além de se reduzir o Oxigênio livre.

Deve-se isolar o tanque, bem como as tubulações de condensado e de água, pois qualquer queda de temperatura irá reduzir o beneficio energético do retorno de condensado.

6.11) BIBLIOGRAFIA

DOE NATIONAL LABORATORY. Steam System Opportunity Assessment for the Pulp and Paper, Chemical Manufacturing, and Petroleum Refining Industries – Appendices. U. S. Department Energy. Washington. 2002.

HARREL, G. Steam System Survey Guide. Oak Ridge National Laboratory. Tennessee. 2002.

LAWRENCE BERKELEY N. L. Improving Steam System Performance – A sourcebook for industry. U. S. Department Energy. 2 ed. Washington: Office of Industrial Technologies, 2004.

NOGUEIRA, L. A. H. Eficiência Energética no Uso de Vapor. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

NOGUEIRA, L. A. H., ROCHA, C. A., NOGUEIRA F. J. H. Manual Prático Procel. 1 ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

RUSSEL, C., WRIGHT A. Steam Champions in Manufacturing. Steam Digest. 2001.

SPIRAX SARCO. Apostila de Distribuição de Vapor. Cotia, 1995.

SPIRAX SARCO. Heat Exchanges and Stall. Spirax Sarco Limited 2005.

SPIRAX SARCO. Pumping Condensate from Vented Receives. Spirax Sarco Limited 2005.

SWAGELOK. Condensate Removal from Steam Lines. Disponível em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

SWAGELOK. Flash Steam: Are You Venting (Flash) Steam to Atmosphere? Disponível em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

SWAGELOK. Why Return Condensate to the Boiler Operation. Disponível em: www.swagelokenergy,com/practices/practices.aspx Acesso em: 06/09/12.

6.12) FONTES DAS FIGURAS

6-1, 6-2, 6-3, 6-4, 6-5, 6-6, 6-7 e 6-9: Spirax Sarco;

6-8: Eletrobrás.

7) GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM VAPOR SATURADO

A utilização de vapor nas usinas termelétricas para a geração de energia elétrica é realizada utilizando turbinas a vapor.

"Uma turbina a vapor é um motor térmico rotativo no qual a energia térmica do vapor, medida pela entalpia, é transformada em energia cinética devido a sua expansão através de bocais. Esta energia então é transformada em mecânica de rotação devido á força do vapor agindo nas pás rotativas" (LORA, 2004).

O vapor utilizado é do tipo superaquecido que se encontra acima da temperatura de saturação a uma dada pressão. Ou seja, não possui umidade. Tanto as pressões quanto as temperaturas são as mais altas possíveis, com o objetivo de se gerar mais energia (kW) para cada tonelada de vapor produzido. As instalações atuais possuem caldeiras com pressões que variam de 4,2 a 15,0 MPa a temperaturas de 350 a 550°C.

As caldeiras que produzem vapor saturado o fazem a pressões muito inferiores (normalmente abaixo de 2,5 MPa).

Em diversas aplicações industriais o vapor saturado é utilizado principalmente em sistemas de troca térmica. Existem equipamentos e processos onde se necessita de aquecimento, cocção, secagem, esterilização, evaporação e diversas outras etapas no processo produtivo que necessitam deste fluido.

Os segmentos onde se utiliza vapor saturado de forma intensiva são o alimentício (açúcar, carnes, cerveja, laticínios, soja, sucos, tomate etc), farinhas, farmacêutico, madeira, metalurgia (Alumínio, Carbonato de Cálcio, Cobre, Níquel, Zinco), papel, papelão, químicas, têxtil, dentre outros.

As caldeiras são do tipo flamotubular com características técnicas já abordadas no item 3.1.1, sendo que a pressão de vapor varia normalmente de 0,7 a 2,5 MPa sendo a temperatura de saturação respectivamente, 169,6 ˚C e 225,0 ˚C.

7.1) REDUÇÃO DE PRESSÃO E SUA IRREVERSIBILIDADE

Em alguns equipamentos que utilizam o vapor saturado se necessita de reduzir a pressão do mesmo. Os motivos principais são os seguintes: (i) os equipamentos não suportam a pressão de geração de vapor e/ou (ii) o processo necessita de uma temperatura abaixo do vapor gerado na caldeira.

Para uma redutora onde se tem a pressão a montante de 1,03 MPa, a jusante de 0,63 MPa e a pressão de referencia de 0,1 MPa, têm-se as seguintes propriedades termodinâmicas:

Tabela 7-1 Propriedades termodinâmicas

Pressão (MPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)
1,03	2.778,2	6,5751
0,63	2.758,1	6,7435
0,1	71,36	0,2533

Para se quantificar as irreversibilidades (perdas internas e ineficiências) será utilizada a Segunda Lei da Termodinâmica buscando inclusive a identificação do potencial termodinâmico de um fluxo.

“Segundo Cuadra e Capilla (2001), em um ciclo termodinâmico existe a necessidade de se quantificar a máxima energia disponível para cada fluxo, visando identificar os fluxos com maior capacidade de realização de trabalho. Esta energia disponível é chamada de Exergia” (RODRIGUES, 2009).

Na equação 29, é definida a exergia de um fluxo:

$$\mathbf{B_f = (H - H_o) - T_o(S - S_o)} \quad \textbf{(29)}$$

Em que:
B_f = Exergia do fluxo;
H = Entalpia do fluxo;
H_o = Entalpia do ambiente de referência;
S = Entropia do fluxo;
S_o = Entropia do fluxo de referência;
T_o = Temperatura do ambiente de referência.

A disponibilidade de cada ponto de entrada e saída de determinado volume de controle é definida por:

$$\mathbf{a_f = (h_1 - h_o) - T_o(s_1 - s_o)} \quad \textbf{(30)}$$

Em que:
A_f = Disponibilidade especifica;
h_o = Entalpia especifica do ambiente de referência;
h_1 = Entalpia especifica na entrada de vapor da válvula redutora;
s_o = Entropia especifica do ambiente de referência;
s_1 = Entropia especifica na entrada de vapor da válvula redutora.

Ao se comparar as equações 29 e 30, encontra-se a equação 31:

$$\mathbf{B_f = a_f . \dot{m}_f} \quad \textbf{(31)}$$

Em que:
$\dot{m}_f$ = Vazão mássica do fluxo.

Conforme Cuadra e Capilla (2001), para definir a relação de Fuel-Produto de cada subsistema é necessário seguir as seguintes regras:

(i) Todos os fluxos que entram ou saem de um subsistema podem estar mencionados uma única vez no fuel, no produto ou nas perdas;

(ii) Cada fluxo ou combinação de fluxos que constituem o fuel, o produto e a perda de cada subsistema deve ter um valor de exergia maior ou igual à zero;

(iii) O balanço de exergia de cada subsistema pode ser descrito como:

$$\mathbf{I = F - P - L > 0} \quad \textbf{(32)}$$

Em que:
I = Irreversibilidade;
F = Fuel ou recurso;

P = Produto ou resultado;
L = Perda.

Adotando os seguintes dados:
m_f = 5,55 kg/s (20.000 kg/h);
T_o = 290 K;
Dados contidos na Tabela 7-1.

Substituindo os valores nas equações 30,31 e 32 se obteve os seguintes resultados:

Exergia na entrada da redutora de pressão = B1 = F = 4.847,9 kW;

Exergia na saída da redutora de pressão = B2 = P = 4.465,5 kW;

Irreversibilidade = I = 382,4 kW.

7.2) TURBO GERADOR A PARAFUSO HORIZONTAL

A empresa Jiangxi Hua Dian Electric Power Co., Ltd é localizada na China e desenvolveu o Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal. O mesmo possui como componente básico um par de parafusos helicoidais e uma carcaça.

O vapor saturado ao percorrer o par de parafusos helicoidais reduz a sua pressão e a sua expansão volumétrica movimenta os dois elementos helicoidais.

Como mostrado na Figura 7-1, o vapor entra no sulco A e percorre as posições B, C e D até sair pelo sulco E em um processo continuo. Na Figura 7-2 é mostrada uma foto do par de parafusos helicoidais.

Figura 7-1 Fluxo de vapor pelos parafusos

Figura 7-2 Foto do par de parafusos

a) Vantagens de sua utilização

As vantagens da utilização do Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal são diversas, sendo que se destacam as seguintes:

- Não necessita de combustível para gerar energia elétrica;

- Recupera calor residual;

- Aplicável a vapor saturado com qualquer Título;

- Aceita baixas pressões de operação;

- Aplicável a vapor de fluidos refrigerantes;

- Absorve variação de pressão e vazão;

- Montagem modular ocupando pouco espaço;

- Modelos aplicáveis a variadas vazões de vapor (3 a 200 ton/h);

- Operação simples;

- Fácil manutenção.

b) Montagem

O par de parafusos helicoidais (SEPG) é instalado em um chassi com uma válvula de fecho rápido, uma válvula de controle de entrada, um tanque de óleo de lubrificação, uma bomba de óleo lubrificante, um trocador de calor de placa para resfriamento do óleo, um redutor, um gerador elétrico e um painel de controle elétrico. Na figura 7-3 podem-se verificar estes itens montados.

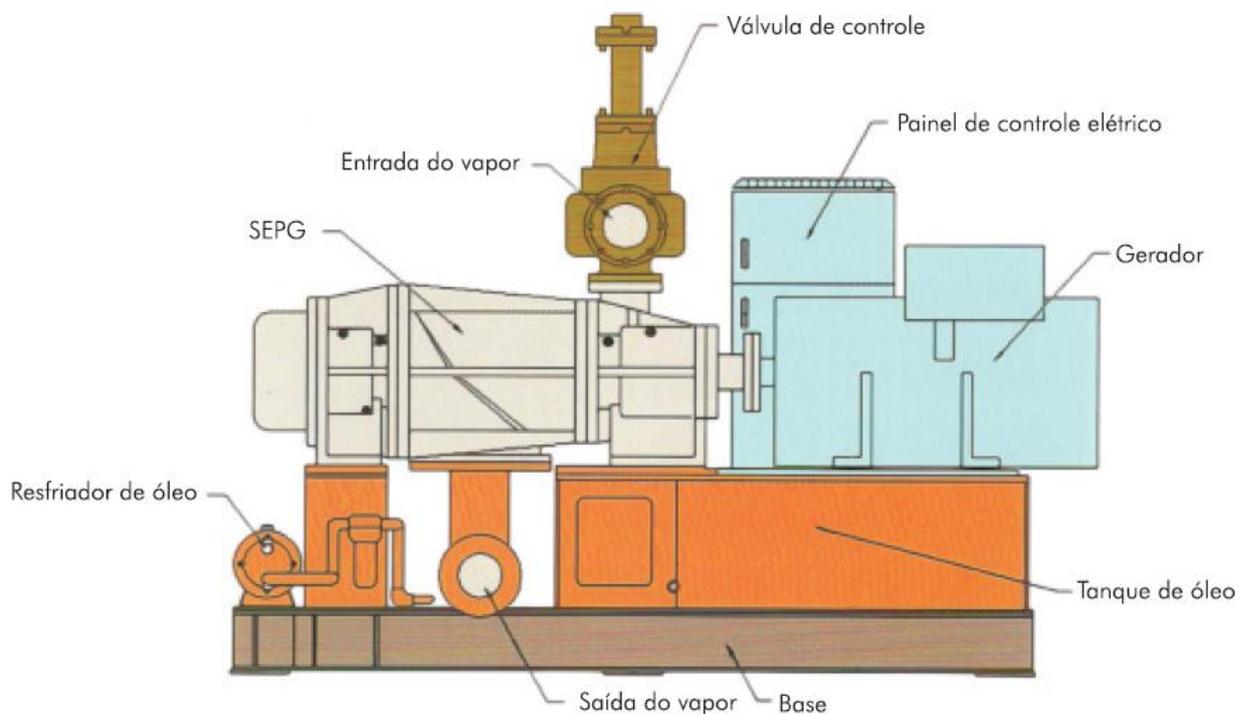



Figura 7-3 Composição básica

c) Características técnicas

Suas características técnicas são as seguintes:

- Pressão de acionamento: de 0,3 a 2,5 MPa (3,0 a 25,0 bar);

- ΔP (diferença entre a pressão de entrada e de saída): de 0,4 a 1,5 MPa (4,0 a 15,0 bar);

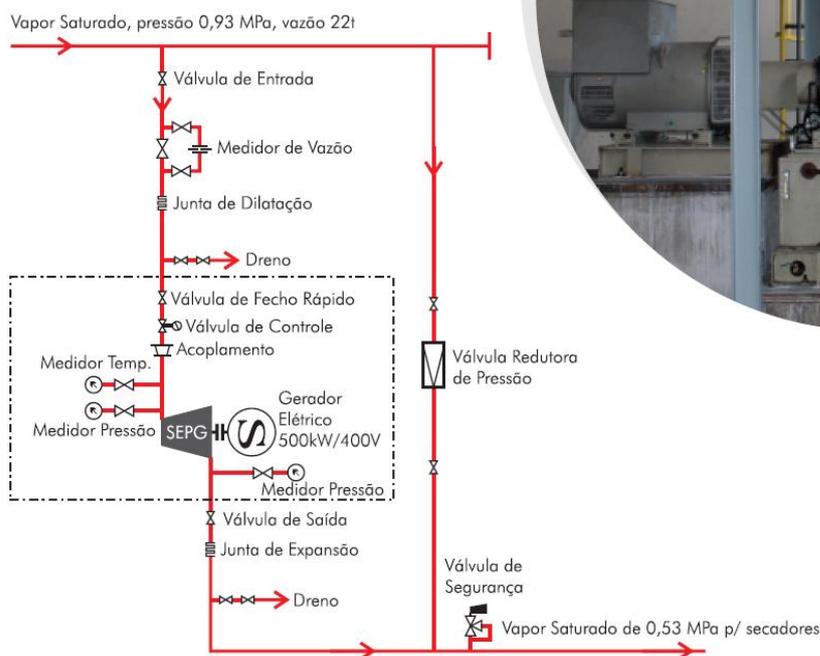
- Temperatura de vapor saturado: 143 a 226˚C;

- Potencia gerada: 1 a 3.000 kW.

7.3) EQUIPAMENTO INSTALADO NO BRASIL

O primeiro Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal em operação fora da China está instalado em Minas Gerais e em operação industrial desde abril de 2012.

A aplicação é exatamente no *by-pass* de uma redutora de pressão, ou seja, o vapor passa pelo Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal e somente na paralização do mesmo é que a válvula redutora de pressão opera.

O mesmo gera em média 250 kW. Nas figuras 7-4 e 7-5 pode se verificar os detalhes de sua instalação.

7-4 Detalhes da instalação

7-5 Foto do Parafuso Helicoidal

Refazendo os cálculos do item 7.1, tem-se que a Irreversibilidade reduz para 132,4 kW, com a geração de 250 kW no Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal.

7.4) COMENTÁRIOS

O Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal se encontra operando no by pass de uma estação de redução de pressão, gerando energia elétrica sem consumo de combustível.

A irreversibilidade reduziu de 382,4 kW para 132,4 kW, ou seja 65,4%. Ou seja, as perdas reduziram de 7,9% da exergia disponível para 2,7%.

Para a empresa que implantou o equipamento a economia de energia elétrica ao ano é em torno de 2.300 MWh, o que projeta um valor de aproximadamente R$500.000,00 de redução no custo de energia elétrica ao ano.

Deve-se ressaltar que nos cálculos acima realizados se adotou um Título de 100%. Esta simplificação pode ser adotada, já que a pressão de vapor saturado na entrada do equipamento apresenta uma pequena perda de carga em relação a pressão de geração de vapor. Ou seja, existe estabilidade de pressão e velocidades compatíveis do vapor saturado nas tubulações.

Concluindo, o Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal se mostra como sendo uma tecnologia simples e de fácil aplicação com resultados motivadores.

7.5) BIBLIOGRAFIA

CUADRA, C. T. e CAPILLA, A. V. Curso de Doctorado. Termoeconomia. Dpto. Engeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. España. 100p. 2000.

HD ENERGIA VERDE. Belo Horizonte. Minas Gerais. Disponível em: www.hdenergiaverde.com. Acesso em: 16/08/2012.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação. Volume 1. 1 ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.

RODRIGUES, M. L. M. Estudo técnico-econômico da implantação da cogeração em pequena escala a biomassa em uma indústria. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica (Sistemas Térmicos e Fluidos) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 185 p., 2009.

RODRIGUES, M. L. R. Turbo Gerador a Parafuso Helicoidal – Gerando Energia Elétrica com Vapor Saturado. Trabalho para o II Congresso de Engenharias da UfSJ e do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica e Industrial (CONEMI), com publicação nos anais ISSN número 2237-0358. São João Del Rei. 02 a 05/10/2012.

SANTOS, N. O. Termodinâmica aplicada às Termelétricas. 2a ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2006.

7.6) FONTES DAS FIGURAS

7-1, 7-2, 7-3, 7-4 e 7-5: HD ENERGIA VERDE.

8) CONCLUSÕES

A partir de cada área de um Sistema de vapor, abaixo lista-se os diversos itens abordados, para a identificação das oportunidades da instalação:

8.1) GERAÇÃO DE VAPOR

Área de Melhoria	O que devemos fazer
Eficiência da Caldeira	Realizar medições de gases para identificar o rendimento atual. Calcular método direto e indireto. Verificar o excesso de ar.
Economizador	Verificar a possibilidade de instalação, para aquecimento da água de alimentação.
Temperatura da água de alimentação	Instalar termômetro na tubulação de água de alimentação da caldeira. Isolar a tubulação de água da caldeira.
Temperatura dos gases	Instalar termômetro na saída dos gases.
Limpeza das áreas de troca térmica	Inspecionar e limpar fuligem dentro dos tubos. Inspecionar e limpar área da água.
Tratamento da água	Verificar o Tratamento atual, e possibilidade de melhoria com um Abrandador ou equipamento similar.
Descarga de Nível	Verificar possibilidade de automação e aproveitamento do vapor de reevaporação no tanque de condensado.
Descarga de Fundo	Verificar tempo atual de descarga e freqüência. Viabilidade de automação com redução da freqüência de descargas.
Temperatura do Costado da Caldeira	Medição da temperatura atual. Viabilidade de troca do isolamento.
Pré aquecimento de ar	Caso seja combustível sólido, verificar viabilidade de instalação de pré-aquecedor de ar.
Custo do Vapor	Calcular o custo atual de vapor. Criar índice interno com unidade de produto da empresa.
Arraste de Água	Analisar o condensado para verificar a ocorrência de arraste.

8.2) DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR

Tomadas de vapor	Verificar se as tomadas são por cima.
Golpes de Aríete	Inspecionar e acompanhar a partida do sistema para verificar a ocorrência de golpes de aríete.
Drenagens de linha	Verificar se as drenagens estão suficientes e em operação.
Vazamentos	Sanar todos os vazamentos existentes.
Purgadores	Inspecionar de forma sistemática, reparando os defeitos.
Pontos de acumulo de condensado	Alterar montagem de reduções, filtro Y, válvulas de bloqueio e suportes que estejam acumulando condensado.
Separadores de Umidade	Identificar antes de válvulas auto operadas e controle a existência dos mesmos.
Presença de Ar	Verificar nos pontos altos, finais de linha e Camisas de vapor a performance dos eliminadores de ar.
Isolamento Térmico	Isolar trechos de tubulação sem isolamento, verificando o existente com medição de temperatura na sua área externa.
Dimensionamento das tubulações	Verificar o dimensionamento das tubulações de vapor.

8.3) UTILIZAÇÃO DE VAPOR

Redução de Pressão	Verificar equipamentos que possam ter a pressão reduzida. Verificar a viabilidade de instalação de estações de redução de pressão.
Controle de Temperatura	Verificar nos pontos de consumo a possibilidade de controle de temperatura. Viabilidade de instalação de controles de temperatura.
Purgadores	Inspecionar de forma sistemática, reparando os defeitos.
Superfícies de troca térmica	Limpeza das mesmas em manutenção programada.
Vazamentos	Sanar todos os vazamentos existentes
Produtividade	Verificação de todos os equipamentos tem tido o rendimento térmico esperado.
Isolamento Térmico	Isolar partes do equipamento aquecidas, verificando o existente.

8.4) RETORNO DE CONDENSADO

Retorno de condensado	Verificar equipamentos que não retornam o condensado para o tanque de alimentação da caldeira. Viabilidade de retornar todo o condensado.
Isolamento Térmico	Isolar trechos de tubulação de retorno sem isolamento, verificando o existente.
Retorno Alagado	Verificação da existência de retorno alagado. Viabilidade de implantação retorno por gravidade.
Dimensionamento	Verificar o dimensionamento das tubulações de retorno de condensado.
Estolagem	Verificar ocorrência de sintomas. Priorizar equipamentos com baixo rendimento térmico.
Bombeamento de condensado	Verificar performance e possibilidade de implantação.
Vapor de Reevaporação	Calcular a vazão por pressão de operação. Verificar a viabilidade de aproveitamento.
Pressão da Tubulação de retorno de condensado	Instalar manômetros nos pontos mais distantes da casa das caldeiras.
Tanque de Condensado	Isolar o tanque de condensado. Verificar como a tubulação de condensado está montada. Implantar injeção direta de vapor.
Quebra Vácuo	Instalar caso não exista, na parte superior da tubulação de condensado.

8.5) GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM VAPOR SATURADO

Gerar energia elétrica	Verificar a existência de aplicações com baixa pressão

Estima-se que cada sistema de vapor possui vários itens, dos acima citados que podem ser melhorados.

O retorno destas melhorias é normalmente de curto tempo, viabilizando pequenos investimentos, que somados ao longo do tempo tem alto impacto no Custo operacional Global.

Uma meta de redução de combustível da ordem de 5 a 12%, em Sistemas de Vapor pode ser alcançada, dependendo do atendimento aos itens descritos e nível de automação e controle existente.

Ações em conjunto com a CICE (Comissão Interna de Conservação de Energia), darão a visibilidade do resultado, bem como o gerenciamento sistemático dos resultados e ganhos alcançados.

Em função dos valores expressivos envolvidos, a prioridade dada a esta questão deverá ser alta, principalmente em indústrias com uso intensivo de vapor, onde o custo do mesmo tem alto impacto no resultado da empresa.

ANEXO 1

1	2	3	4	5	6	7
Pressão Relativa	Pressão Absoluta	Temperatura	Volume Específico	Calor Sensível	Calor Total	Calor Latente
bar	bar	°C	m^3/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
	0,01	6,7	131,7	6,7	600,1	593,0
	0,015	12,7	89,64	12,8	602,8	590,0
	0,02	17,2	68,27	17,2	604,8	587,4
	0,025	20,8	55,28	20,8	606,4	585,6
	0,03	23,8	46,53	23,8	607,7	583,9
	0,04	28,6	35,46	28,6	609,8	581,1
	0,05	32,5	28,73	32,5	611,5	578,9
	0,06	35,8	24,19	35,8	612,9	577,1
	,08	41,2	18,45	41,1	615,1	574,1
	0,10	45,4	14,95	45,4	617,0	571,6
	0,12	49,1	12,60	49,0	618,5	569,5
	0,15	53,6	10,21	53,5	620,5	567,0
	0,20	59,7	7,795	59,6	623,1	563,5
	0,25	64,6	6,322	64,5	625,1	560,6
	0,30	68,7	5,328	68,6	626,8	558,2
	0,35	72,2	4,614	72,2	628,2	556,0
	0,40	75,4	4,069	75,4	629,5	554,1
	0,50	80,9	3,301	80,8	631,6	550,8
	0,60	85,5	2,783	85,4	633,4	548,0
	0,70	89,5	2,409	89,4	634,9	545,5
	0,80	92,9	2,125	92,9	636,2	543,2
	0,90	96,2	1,904	96,2	637,4	541,2
0	1,0	99,1	1,725	99,1	638,5	539,4
0,1	1,1	101,8	1,578	101,8	639,4	537,6
0,2	1,2	104,2	1,455	104,3	640,3	536,0
0,3	1,3	106,6	1,350	106,7	641,2	534,5
0,4	1,4	108,7	1,259	108,9	642,0	533,1
0,5	1,5	110,8	1,180	110,9	642,8	531,9
0,6	1,6	112,7	1,111	112,9	643,5	530,6
0,8	1,8	116,3	0,995	116,5	644,7	528,2
1,0	2,0	119,6	0,902	119,9	645,8	525,9
1,2	2,2	122,6	0,826	123,0	646,9	524,0
1,4	2,4	125,5	0,7616	125,8	648,0	522,1
1,6	2,6	128,1	0,7066	128,5	649,1	520,4
1,8	2,8	130,5	0,6592	131,0	650,2	518,7
2,0	3,0	132,9	0,6166	133,4	650,3	516,9
2,2	3,2	135,1	0,5817	135,7	651,0	515,8
2,4	3,4	137,2	0,5495	137,8	651,7	514,3
2,6	3,6	139,2	0,5208	139,9	652,4	512,8
2,8	3,8	141,1	0,4951	141,8	653,1	511,3
3,0	4,0	142,9	0,4706	143,6	653,4	509,8
3,5	4,5	147,2	0,4224	148,1	654,6	506,7
4,0	5,0	151,1	0,3816	152,1	655,8	503,7
4,5	5,5	154,7	0,3497	155,9	656,8	501,2
5,0	6,0	158,1	0,3213	159,3	657,8	498,5
5,5	6,5	161,2	0,2987	162,7	658,6	496,1
6,0	7,0	164,2	0,2778	165,6	659,4	493,8
6,5	7,5	167,0	0,2609	168,7	660,1	491,6
7,0	8,0	169,6	0,2448	171,3	660,8	489,5
7,5	8,5	172,1	0,2317	174,0	661,4	487,5
8,0	9,0	174,5	0,2189	176,4	662,0	485,6
8,5	9,5	176,8	0,2085	179,0	662,5	483,7
9	10	179,0	0,1981	181,2	663,0	481,8
10	11	183,2	0,1808	185,6	663,9	478,3
11	12	187,1	0,1664	189,7	664,7	475,0
12	13	190,7	0,1541	193,5	665,4	471,9
13	14	194,1	0,1435	197,1	666,0	468,9
14	15	197,4	0,1343	200,6	666,6	466,0
15	16	200,4	0,1262	203,9	667,1	463,2
16	17	203,4	0,1190	207,1	667,5	460,4
17	18	206,1	0,1126	210,1	667,9	457,8
18	19	208,8	0,1068	213,0	668,2	455,2
19	20	211,4	0,1016	215,8	668,5	452,7
21	22	216,2	0,0925	221,2	668,9	447,7
23	24	220,8	0,0849	226,1	669,1	443,2
25	26	225,0	0,0785	230,8	669,3	438,7
27	28	229,0	0,0729	235,2	669,6	434,4
29	30	232,8	0,06802	239,5	669,7	430,2
31	32	236,3	0,06375	243,6	669,7	426,1
33	34	239,8	0,05995	247,5	669,6	422,1
35	36	243,0	0,05658	251,2	669,5	418,3
37	38	246,2	0,05353	254,8	669,3	414,5
39	40	249,2	0,05078	258,2	669,0	410,8
41	42	252,1	0,04828	261,6	668,8	407,2
43	44	254,9	0,04601	264,9	668,4	403,5
45	46	257,6	0,04393	268,0	668,0	400,0
47	48	260,2	0,04201	271,2	667,7	396,5
49	50	262,7	0,04024	274,2	667,3	393,1
54	55	268,7	0,03636	281,4	666,2	384,8
59	60	274,3	0,03310	288,4	665,0	376,6
64	65	279,5	0,03033	294,8	663,6	368,8
69	70	284,5	0,02795	300,9	662,1	361,2
74	75	289,2	0,02587	307,0	660,5	353,5
79	80	293,6	0,02404	312,6	658,9	346,3
84	85	297,9	0,02241	318,2	657,0	338,8
89	90	301,9	0,02096	323,6	655,1	331,5
94	95	305,8	0,01964	328,8	653,2	324,4
99	100	309,5	0,01845	334,0	651,1	317,1
109	110	316,6	0,01637	344,0	646,7	302,7
119	120	323,2	0,01462	353,9	641,9	288,0
129	130	329,3	0,01312	363,0	636,6	273,6
139	140	335,1	0,01181	372,4	631,0	258,6
149	150	340,6	0,01065	381,7	624,9	243,2
159	160	345,7	0,00962	390,8	618,3	227,5
179	180	355,3	0,00781	410,2	602,5	192,3
199	200	364,1	0,00620	431,5	582,3	150,8

ANEXO 2

Pressão absoluta	Temp. de vaporização	Volume específico		Energia específica		Entalpia específica		Entropia específica	
		líquido	vapor	líquido	vapor	líquido	vapor	líquido	vapor
bar	°C	m^3 / kg	m^3 / kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg . K	kJ / kg . K
0,01	6,97	0,001000	129,183	29,3	2384,5	29,3	2513,7	0,1059	8,9749
0,02	17,5	0,001001	66,9896	73,4	2398,9	73,4	2532,9	0,2606	8,7227
0,03	24,1	0,001003	45,6550	101,0	2407,9	101,0	2544,9	0,3543	8,5766
0,04	29,0	0,001004	34,7925	121,4	2414,5	121,4	2553,7	0,4224	8,4735
0,05	32,9	0,001005	28,1863	137,8	2419,8	137,8	2560,8	0,4763	8,3939
0,06	36,2	0,001006	23,7342	151,5	2424,3	151,5	2566,7	0,5209	8,3291
0,07	39,0	0,001007	20,5252	163,4	2428,1	163,4	2571,8	0,5591	8,2746
0,08	41,5	0,001008	18,0994	173,8	2431,4	173,9	2576,2	0,5925	8,2274
0,09	43,8	0,001009	16,1997	183,3	2434,5	183,3	2580,3	0,6223	8,1859
0,10	45,8	0,001010	14,6706	191,8	2437,2	191,8	2583,9	0,6492	8,1489
0,15	54,0	0,001014	10,0204	225,9	2448,0	225,9	2598,3	0,7548	8,0071
0,20	60,1	0,001017	7,64815	251,4	2456,0	251,4	2608,9	0,8320	7,9072
0,25	65,0	0,001020	6,20338	271,9	2462,4	271,9	2617,4	0,8931	7,8302
0,30	69,1	0,001022	5,22856	289,2	2467,7	289,2	2624,6	0,9439	7,7675
0,40	75,9	0,001026	3,99311	317,5	2476,3	317,6	2636,1	1,0259	7,6690
0,50	81,3	0,001030	3,24015	340,4	2483,2	340,5	2645,2	1,0910	7,5930
0,60	85,9	0,001033	2,73183	359,8	2488,9	359,8	2652,9	1,1452	7,5311
0,70	89,9	0,001036	2,36490	376,6	2493,9	376,7	2659,4	1,1919	7,4790
0,80	93,5	0,001038	2,08719	391,6	2498,2	391,6	2665,2	1,2328	7,4339
0,90	96,7	0,001041	1,86946	405,0	2502,1	405,1	2670,3	1,2694	7,3942
0,95	98,2	0,001042	1,77727	411,3	2503,8	411,4	2672,7	1,2864	7,3760
1,0	99,6	0,001043	1,69402	417,3	2505,5	417,4	2674,9	1,3026	7,3588
1,1	102,3	0,001045	1,54955	428,7	2508,7	428,8	2679,2	1,3328	7,3268
1,2	104,8	0,001047	1,42845	439,2	2511,6	439,3	2683,1	1,3608	7,2976
1,3	107,1	0,001049	1,32541	449,0	2514,3	449,1	2686,6	1,3867	7,2708
1,4	109,3	0,001051	1,23665	458,2	2516,9	458,4	2690,0	1,4109	7,2460
1,5	111,4	0,001053	1,15936	466,9	2519,2	467,1	2693,1	1,4335	7,2229
1,6	113,3	0,001054	1,09143	475,2	2521,4	475,3	2696,0	1,4549	7,2014
1,7	115,1	0,001056	1,03124	483,0	2523,5	483,2	2698,8	1,4752	7,1811
1,8	116,9	0,001058	0,977534	490,5	2525,5	490,7	2701,4	1,4944	7,1620
1,9	118,6	0,001059	0,929299	497,6	2527,3	497,8	2703,9	1,5127	7,1440
2,0	120,2	0,001061	0,885735	504,5	2529,1	504,7	2706,2	1,5301	7,1269
2,1	121,8	0,001062	0,846187	511,1	2530,8	511,3	2708,5	1,5468	7,1106
2,2	123,3	0,001063	0,810119	517,4	2532,4	517,6	2710,6	1,5628	7,0951
2,3	124,7	0,001065	0,777086	523,5	2533,9	523,7	2712,7	1,5782	7,0802
2,4	126,1	0,001066	0,746716	529,4	2535,4	529,6	2714,6	1,5930	7,0660
2,5	127,4	0,001067	0,718697	535,1	2536,8	535,4	2716,5	1,6072	7,0524
2,6	128,7	0,001068	0,692763	540,6	2538,2	540,9	2718,3	1,6210	7,0393
2,7	130,0	0,001070	0,668687	546,0	2539,5	546,3	2720,0	1,6343	7,0267
2,8	131,2	0,001071	0,646274	551,2	2540,8	551,5	2721,7	1,6472	7,0146
2,9	132,4	0,001072	0,625355	556,2	2542,0	556,5	2723,3	1,6597	7,0029
3,0	133,5	0,001073	0,605785	561,1	2543,2	561,5	2724,9	1,6718	6,9916
3,1	134,6	0,001074	0,587436	565,9	2544,3	566,3	2726,4	1,6835	6,9806
3,2	135,7	0,001075	0,570196	570,6	2545,4	570,9	2727,9	1,6950	6,9700
3,3	136,8	0,001076	0,553966	575,1	2546,5	575,5	2729,3	1,7061	6,9597
3,4	137,8	0,001078	0,538658	579,6	2547,5	580,0	2730,6	1,7169	6,9498
3,5	138,9	0,001079	0,524196	583,9	2548,5	584,3	2732,0	1,7275	6,9401

3,6	139,9	0,001080	0,510510	588,2	2549,5	588,6	2733,3	1,7378	6,9307
3,7	140,8	0,001081	0,497539	592,3	2550,4	592,7	2734,5	1,7478	6,9215
3,8	141,8	0,001082	0,485228	596,4	2551,3	596,8	2735,7	1,7576	6,9126
3,9	142,7	0,001083	0,473527	600,4	2552,2	600,8	2736,9	1,7672	6,9039
4,0	143,6	0,001084	0,462392	604,3	2553,1	604,7	2738,1	1,7766	6,8954
4,1	144,5	0,001085	0,451781	608,1	2553,9	608,6	2739,2	1,7858	6,8872
4,2	145,4	0,001085	0,441658	611,9	2554,8	612,3	2740,3	1,7948	6,8791
4,3	146,2	0,001086	0,431990	615,6	2555,6	616,0	2741,3	1,8036	6,8712
4,4	147,1	0,001087	0,422747	619,2	2556,4	619,7	2742,4	1,8122	6,8635
4,5	147,9	0,001088	0,413900	622,7	2557,1	623,2	2743,4	1,8206	6,8560
4,6	148,7	0,001089	0,405425	626,2	2557,9	626,7	2744,4	1,8289	6,8486
4,7	149,5	0,001090	0,397299	629,7	2558,6	630,2	2745,3	1,8371	6,8414
4,8	150,3	0,001091	0,389499	633,0	2559,3	633,6	2746,3	1,8450	6,8343
4,9	151,1	0,001092	0,382007	636,4	2560,0	636,9	2747,2	1,8529	6,8274
5	151,8	0,001093	0,374804	639,6	2560,7	640,2	2748,1	1,8606	6,8206
6	158,8	0,001101	0,315575	669,8	2566,8	670,5	2756,1	1,9311	6,7592
7	165,0	0,001108	0,272764	696,4	2571,8	697,1	2762,7	1,9921	6,7070
8	170,4	0,001115	0,240328	720,1	2576,0	721,0	2768,3	2,0460	6,6615
9	175,4	0,001121	0,214874	741,7	2579,7	742,7	2773,0	2,0944	6,6212
10	179,9	0,001127	0,194349	761,6	2582,8	762,7	2777,1	2,1384	6,5850
11	184,1	0,001133	0,177436	780,0	2585,5	781,2	2780,7	2,1789	6,5520
12	188,0	0,001139	0,163250	797,1	2587,9	798,5	2783,8	2,2163	6,5217
13	191,6	0,001144	0,151175	813,3	2590,0	814,8	2786,5	2,2512	6,4936
14	195,0	0,001149	0,140768	828,5	2591,8	830,1	2788,9	2,2839	6,4675
15	198,3	0,001154	0,131702	843,0	2593,5	844,7	2791,0	2,3147	6,4431
16	201,4	0,001159	0,123732	856,8	2594,9	858,6	2792,9	2,3438	6,4200
17	204,3	0,001163	0,116668	869,9	2596,2	871,9	2794,5	2,3715	6,3983
18	207,1	0,001168	0,110362	882,5	2597,3	884,6	2796,0	2,3978	6,3776
19	209,8	0,001172	0,104698	894,6	2598,3	896,8	2797,3	2,4229	6,3579
20	212,4	0,001177	0,099581	906,3	2599,2	908,6	2798,4	2,4470	6,3392
21	214,9	0,001181	0,094934	917,5	2600,0	920,0	2799,4	2,4701	6,3212
22	217,3	0,001185	0,090695	928,4	2600,7	931,0	2800,2	2,4924	6,3040
23	219,6	0,001189	0,086812	938,9	2601,3	941,6	2800,9	2,5138	6,2874
24	221,8	0,001193	0,083242	949,1	2601,8	952,0	2801,5	2,5344	6,2714
25	224,0	0,001197	0,079947	959,0	2602,2	962,0	2802,0	2,5544	6,2560
26	226,1	0,001201	0,076897	968,6	2602,5	971,7	2802,5	2,5738	6,2411
27	228,1	0,001205	0,074065	978,0	2602,8	981,2	2802,8	2,5925	6,2266
28	230,1	0,001209	0,071428	987,1	2603,0	990,5	2803,0	2,6107	6,2126
29	232,0	0,001213	0,068967	996,0	2603,2	999,5	2803,2	2,6284	6,1990
30	233,9	0,001217	0,066664	1004,7	2603,3	1008,4	2803,3	2,6456	6,1858
31	235,7	0,001220	0,064504	1013,2	2603,3	1017,0	2803,3	2,6624	6,1729
32	237,5	0,001224	0,062475	1021,5	2603,3	1025,5	2803,2	2,6787	6,1604
33	239,2	0,001228	0,060564	1029,7	2603,3	1033,7	2803,1	2,6946	6,1481
34	240,9	0,001231	0,058761	1037,6	2603,2	1041,8	2803,0	2,7102	6,1362
35	242,6	0,001235	0,057058	1045,5	2603,0	1049,8	2802,7	2,7254	6,1245
36	244,2	0,001239	0,055446	1053,1	2602,9	1057,6	2802,5	2,7403	6,1131
37	245,8	0,001242	0,053918	1060,6	2602,6	1065,2	2802,1	2,7548	6,1019
38	247,3	0,001246	0,052468	1068,0	2602,4	1072,8	2801,8	2,7690	6,0910
39	248,9	0,001249	0,051089	1075,3	2602,1	1080,2	2801,4	2,7830	6,0802
40	250,4	0,001253	0,049777	1082,4	2601,8	1087,4	2800,9	2,7967	6,0697
41	251,8	0,001256	0,048526	1089,4	2601,4	1094,6	2800,4	2,8101	6,0594
42	253,3	0,001259	0,047333	1096,3	2601,1	1101,6	2799,9	2,8232	6,0492
43	254,7	0,001263	0,046193	1103,1	2600,6	1108,6	2799,3	2,8362	6,0393
44	256,1	0,001266	0,045103	1109,8	2600,2	1115,4	2798,7	2,8488	6,0294
45	257,4	0,001270	0,044059	1116,4	2599,7	1122,1	2798,0	2,8613	6,0198
46	258,8	0,001273	0,043060	1122,9	2599,2	1128,8	2797,3	2,8736	6,0103
47	260,1	0,001276	0,042101	1129,3	2598,7	1135,3	2796,6	2,8857	6,0010

48	261,4	0,001280	0,041181	1135,7	2598,2	1141,8	2795,8	2,8975	5,9917
49	262,7	0,001283	0,040296	1141,9	2597,6	1148,2	2795,0	2,9092	5,9827
50	263,9	0,001286	0,039446	1148,1	2597,0	1154,5	2794,2	2,9207	5,9737
55	270,0	0,001303	0,035642	1177,8	2593,7	1184,9	2789,7	2,9759	5,9307
60	275,6	0,001319	0,032449	1205,8	2589,9	1213,7	2784,6	3,0274	5,8901
65	280,9	0,001336	0,029728	1232,5	2585,6	1241,2	2778,8	3,0760	5,8515
70	285,8	0,001352	0,027380	1258,0	2580,9	1267,4	2772,6	3,1220	5,8146
75	290,5	0,001368	0,025331	1282,4	2575,8	1292,7	2765,8	3,1658	5,7792
80	295,0	0,001385	0,023528	1306,0	2570,4	1317,1	2758,6	3,2077	5,7448
85	299,3	0,001401	0,021926	1328,8	2564,6	1340,7	2751,0	3,2478	5,7115
90	303,3	0,001418	0,020493	1350,9	2558,4	1363,7	2742,9	3,2866	5,6790
95	307,3	0,001435	0,019203	1372,4	2552,0	1386,0	2734,4	3,3240	5,6472
100	311,0	0,001453	0,018034	1393,3	2545,1	1407,9	2725,5	3,3603	5,6159
110	318,1	0,001489	0,015994	1433,9	2530,5	1450,3	2706,4	3,4300	5,5545
120	324,7	0,001526	0,014269	1473,0	2514,4	1491,3	2685,6	3,4965	5,4941
130	330,9	0,001566	0,012785	1511,0	2496,7	1531,4	2662,9	3,5606	5,4339
140	336,7	0,001610	0,011489	1548,3	2477,2	1570,9	2638,1	3,6230	5,3730
150	342,2	0,001657	0,010340	1585,3	2455,8	1610,2	2610,9	3,6844	5,3108
160	347,4	0,001710	0,009308	1622,3	2431,9	1649,7	2580,8	3,7457	5,2463
170	352,3	0,001769	0,008369	1660,0	2405,1	1690,0	2547,4	3,8077	5,1785
180	357,0	0,001839	0,007499	1698,9	2374,6	1732,0	2509,5	3,8717	5,1055
190	361,5	0,001925	0,006673	1740,3	2338,6	1776,9	2465,4	3,9396	5,0246
200	365,7	0,002039	0,005858	1786,3	2294,2	1827,1	2411,4	4,0154	4,9299
210	369,8	0,002212	0,004988	1842,9	2232,8	1889,4	2337,5	4,1093	4,8062
220	373,7	0,002750	0,003577	1961,4	2085,5	2021,9	2164,2	4,3109	4,5308
220,64	373,9460	0,003106	0,003106	2019,0	2019,0	2087,5	2087,5	4,4120	4,4120

ANEXO 3

MEDIDAS CONFORME NORMAS ASTM - A-106 / A-333 E NBR - 5590

DIMENSÕES E PESO TEÓRICO CONFORME NORMA ANSI B36. 10M- 1996

DN pol.	DN mm	DE pol.	DE mm	Espes. Parede Peso/ Metro	20	30	40	60	80	100	120	140	160	STD	XS	XXS
					NÚMERO SCHEDULE											
1/4	-	0.540	13,7	mm	-		2,24	-	3,02	-	-	-	-	2,24	3,02	-
				kg/m	-		0,63	-	0,80	-	-	-	-	0,63	0,80	-
3/8	10	0.675	17,1	mm	-	1,85	2,31	-	3,20	-	-	-	-	2,31	3,20	-
				kg/m	-	0,70	0,84	-	1,10	-	-	-	-	0,84	1,10	-
1/2	15	0.840	21,3	mm	-	2,41	2,77	-	3,73	-	-	-	4,78	2,77	3,73	7,47
				kg/m	-	1,12	1,27	-	1,62	-	-	-	1,95	1,27	1,62	2,55
3/4	20	1.05	26,7	mm	-	2,41	2,87	-	3,91	-	-	-	5,56	2,87	3,91	7,82
				kg/m	-	1,44	1,69	-	2,20	-	-	-	2,90	1,69	2,20	3,64
1	25	1.315	33,4	mm	-	2,90	3,38	-	4,55	-	-	-	6,35	3,38	4,55	9,09
				kg/m	-	2,18	2,50	-	3,24	-		-	4,24	2,50	3,24	5,45
1 1/4	32	1.66	42,2	mm	-	2,97	3,56	-	4,85	-	-	-	6,35	3,56	4,85	9,70
				kg/m	-	2,87	3,39	-	4,47	-	-	-	5,61	3,39	4,47	7,77
1 1/2	40	1.9	48,3	mm	-	3,18	3,68	-	5,08	-	-	-	7,14	3,68	5,08	10,15
				kg/m	-	3,53	4,05	-	5,41	-	-	-	7,25	4,05	5,41	9,55
2	50	2.375	60,3	mm	-	3,18	3,91	-	5,54	-	-	-	8,74	3,91	5,54	11,07
				kg/m	-	4,48	5,44	-	7,48	-	-	-	11,11	5,44	7,48	13,44
2 1/2	65	2.875	73,0	mm	-	4,78	5,16	-	7,01	-	-	-	9,53	5,16	7,01	14,02
				kg/m	-	8,04	8,63	-	11,41	-	-	-	14,92	8,63	11,41	20,39
3	80	3.500	88,9	mm	-	4,78	5,49	-	7,62	-	-	-	11,13	5,49	7,62	15,24
				kg/m	-	9,92	11,29	-	15,27	-	-	-	21,35	11,29	15,27	27,68
3 1/2	-	4	101,6	mm	-	4,78	5,74	-	8,08	-	-	-	-	5,74	8,08	-
				kg/m	-	11,41	13,57	-	18,64	-	-	-	-	13,57	18,64	-
4	100	4.500	114,3	mm	-	4,78	6,02	-	8,56	-	11,13	-	13,49	6,02	8,56	17,12
				kg/m	-	12,91	16,07	-	22,32	-	28,32	-	33,54	16,07	22,32	41,03
5	125	5.563	141,3	mm	-	-	6,55	-	9,53	-	12,70	-	15,88	6,55	9,53	19,05
				kg/m	-	-	21,77	-	30,97	-	40,28	-	49,12	21,77	30,97	57,43
6	150	6.625	168,3	mm	-	-	7,11	-	10,97	-	14,27	-	18,26	7,11	10,97	21,95
				kg/m	-	-	28,26	-	42,56	-	54,20	-	67,56	28,26	42,56	79,22
8	200	8.625	219,1	mm	6,35	7,04	8,18	10,31	12,70	15,09	18,26	20,62	23,01	8,18	12,70	22,23
				kg/m	33,31	36,81	42,55	53,08	64,64	75,92	90,44	100,92	111,27	42,55	64,64	107,92
10	250	10.750	273,0	mm	6,35	7,80	9,27	12,70	15,09	18,26	21,44	25,40	28,58	9,27	12,70	25,40
				kg/m	41,77	51,00	60,30	81,55	96,01	114,75	133,06	155,15	172,33	60,30	81,55	155,15
12	300	12.750	323,8	mm	6,35	8,38	10,31	14,27	17,48	21,44	25,40	28,58	33,32	9,53	12,70	25,40
				kg/m	49,73	65,20	79,73	108,93	132,08	159,91	186,97	208,08	238,76	73,88	97,48	186,97
14	350	14.000	355,6	mm	7,92	9,53	11,13	15,09	19,05	23,83	27,79	31,75	35,71	9,53	12,70	-
				kg/m	67,90	81,33	94,55	126,71	158,10	194,96	224,65	253,56	281,70	81,33	107,39	-
16	400	16.000	406,4	mm	7,92	9,53	12,70	16,66	21,44	26,19	30,96	36,53	40,49	9,53	12,70	-
				kg/m	77,83	93,27	123,31	160,13	203,54	245,57	286,66	333,21	365,38	93,27	123,31	-
18	450	18.000	457,0	mm	7,92	11,13	14,27	19,05	23,83	29,36	34,93	39,67	45,24	9,53	12,70	-
				kg/m	87,71	122,38	155,81	205,75	254,57	309,64	363,58	408,28	459,39	105,17	139,16	-
20	500	20.000	508,0	mm	9,53	12,70	15,09	20,62	26,19	32,54	38,10	44,45	50,01	9,53	12,70	-
				kg/m	117,15	155,13	183,43	247,84	311,19	381,55	441,52	508,15	564,85	117,15	155,13	-
22	...	22.000	559,0	mm	9,53	12,70	-	22,23	28,58	34,93	41,28	47,63	53,98	9,53	12,70	-
				kg/m	129,14	171,10	-	294,27	373,85	451,45	527,05	600,67	672,30	129,14	171,10	-
24	600	24.000	610,0	mm	9,53	14,27	17,48	24,61	30,96	38,89	46,02	52,37	59,54	9,53	12,70	-
				kg/m	141,12	209,65	255,43	355,28	442,11	547,74	640,07	720,19	808,27	141,12	187,07	-

V & M do BRASIL

V & M TUBES

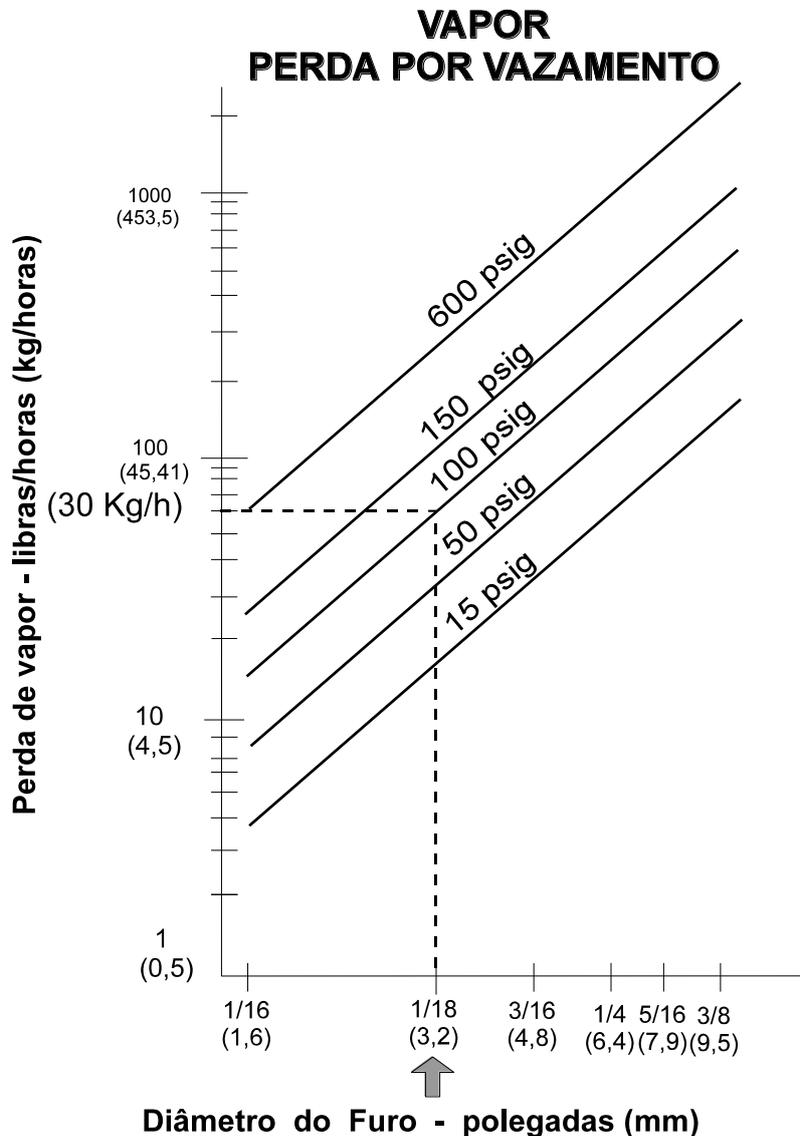
DN -Diâmetro Nominal do Tubo
DE -Diâmetro Externo

STD - Standard
XS - Extra Strong
XXS - Double Extra Strong

Fonte: Vallourec Mannesmann

ANEXO 4

DN (pol)	Diâmetro Externo (mm)	NBR 5580 **BS 1387** classe leve espessura	NBR 5580 **DIN2440** classe média espessura	NBR 5580 **DIN2441** classe pesada espessura
½”	21,3	2,25	2,65	3,00
¾”	26,9	2,25	2,65	3,00
1”	33,7	2,65	3,35	3,75
1.1/4”	42,4	2,65	3,35	3,75
1.1/2”	48,3	3,00	3,35	3,75
2”	60,3	3,00	3,75	4,50
2.1/2”	76,1	3,35	3,75	4,50
3”	88,9	3,35	4,00	4,50
3.1/2”	101,6	3,75	4,25	5,00
4”	114,3	3,75	4,50	5,60
5”	139,7	4,25	4,75	5,60
6”	165,1	4,25	5,00	5,80

ANEXO 5

Fonte: Apostila Esso – Combustão e Combustíveis – São Paulo – Maio/1981.

ANEXO 6

Condensação a cada 50 metros na partida (kg/h)

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)													
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
1	5	9	11	16	22	28	44	60	79	94	123	155	182	254
2	6	10	13	19	25	33	49	69	92	108	142	179	210	296
3	7	11	14	20	25	36	54	79	101	120	156	197	232	324
4	8	12	16	22	30	39	59	83	110	131	170	215	254	353
5	8	13	17	24	33	42	63	70	119	142	185	233	275	382
6	9	13	18	25	34	43	66	93	124	147	198	242	285	396
7	9	14	18	26	35	45	68	97	128	151	197	250	294	410
8	9	14	19	27	37	47	71	101	134	158	207	261	307	428
9	10	15	20	28	38	50	74	105	139	164	216	272	320	436
10	10	16	20	29	40	51	77	109	144	171	224	282	332	463
12	10	17	22	31	42	54	84	115	152	180	236	298	350	488
14	11	17	23	32	44	57	85	120	160	189	247	311	366	510
16	12	19	24	35	47	61	91	128	172	203	265	334	393	548
18	17	23	31	45	62	84	127	187	355	305	393	492	596	708
20	17	26	35	51	71	97	148	220	302	362	465	582	712	806
25	19	29	39	56	78	108	164	243	333	400	533	642	786	978
30	21	32	41	62	86	117	179	265	364	437	571	702	859	1 150
40	22	34	46	67	93	127	194	287	395	473	608	762	834	1 322
50	24	37	50	73	101	139	212	214	432	518	665	834	1 020	1 450
60	27	41	54	79	135	181	305	445	626	752	960	1 218	1 480	2 140
70	29	44	59	86	156	208	346	510	717	861	1 100	1 396	1 694	2 455
80	32	49	65	95	172	232	386	568	800	960	1 220	1 550	1 890	2 730
90	34	51	69	100	181	245	409	598	842	1 011	1 288	1 635	1 990	2 880
100	35	54	72	106	190	257	427	628	884	1 062	1 355	1 720	2 690	3 030
120	42	64	86	126	227	305	508	748	1 052	1 265	1 610	2 050	2 490	3 600

Observação: Considerando uma temperatura ambiente de 20C e eficiência de isolamento de 80%.
Fonte: Spirax Sarco

ANEXO 7

Condensação a cada 50 metros em regime (kg/h)

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)													
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
1	5	5	7	9	10	13	16	19	23	25	28	31	35	41
2	5	6	8	10	12	14	18	22	26	28	32	35	39	46
3	6	7	9	11	14	16	20	25	30	32	37	40	45	54
4	7	9	10	12	16	18	23	28	33	37	42	46	51	61
5	7	9	11	13	17	20	24	30	36	40	46	49	55	66
6	8	10	11	14	18	21	26	33	39	43	49	53	59	71
7	8	10	12	15	19	23	28	35	42	46	52	56	63	76
8	9	11	14	16	20	24	30	37	44	49	57	61	68	82
9	9	11	14	17	21	25	32	39	47	52	60	64	72	88
10	10	12	15	17	21	25	33	41	49	54	62	67	75	90
12	11	13	16	18	23	26	36	45	53	59	67	73	81	97
14	12	14	17	20	26	30	39	49	58	64	73	79	93	106
16	12	15	18	23	29	34	42	52	62	68	78	85	95	114
18	14	16	19	24	30	36	44	55	66	72	82	90	100	120
20	15	17	21	25	31	37	46	58	69	76	86	94	105	125
25	15	19	23	28	35	42	52	66	78	86	97	106	119	141
30	17	21	25	31	39	47	51	73	87	96	108	118	132	157
40	20	25	30	38	46	56	70	87	104	114	130	142	158	189
50	24	29	34	44	54	65	82	102	121	133	151	165	184	220
60	27	32	39	50	62	74	95	119	140	155	177	199	222	265
70	29	35	43	56	70	82	106	133	157	173	198	222	248	296
80	34	42	51	66	81	97	126	156	187	205	234	263	293	350
90	38	46	56	72	89	106	134	171	204	224	265	287	320	284
100	41	50	61	78	96	114	149	186	220	242	277	311	347	416
120	52	63	77	99	122	145	189	236	280	308	352	395	440	527

Observação: Considerando uma temperatura ambiente de 20C e eficiência de isolamento de 80%.
Fonte: Spirax Sarco